



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

DOCUMENTO 1: MEMORIA

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010

**INDICE:**

1.- INTRODUCCIÓN. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	pág: 3
2.- OBJETO DEL PROYECTO	pág: 4
2.1.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA INICIAL	pág: 4
2.1.1.- GENEALIDADES	pág: 4
2.1.2.- COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO	Pág: 5
2.1.3.- TIPOS DE SISTEMAS DE FRENOS	pág: 8
2.1.3.1.- FRENOS DE TAMBOR	
2.1.3.2.- FRENOS DE DISCO	
2.1.4 SISTEMA DE MANDO DE LOS FRENOS	pág: 11
2.1.4.1.- MANDO MECÁNICO	
2.1.4.2.- MANDO HIDRÁULICO	
2.1.4.3.- MANDO NEUMÁTICO	
2.1.4.4.- MANDO ELÉCTRICO	
2.1.5.- CILINDRO MAESTRO	pág: 16
2.1.6.- ASISTENCIAS AL FRENO. SERVOFRENO	pág: 16
2.1.7.- FLUIDOS DE TRABAJO	pág: 18
2.2.- OBJETIVO FINAL	pág: 20
3.- ANALISIS DEL PRODUCTO	pág: 21
3.1.- DESCRIPCIÓN DEL SERVOFRENO HIDRÁULICO	pág: 21
3.2.- FUNCIONAMIENTO DEL PRODUCTO	pág: 21
3.3.- PLANO DE SECCIÓN DEL BOOSTER	pág: 23
3.4.- FASES DE FUNCIONAMIENTO	pág: 24
4.- ELECCIÓN DEL PRODUCTO	pág: 25
4.1.- OBJETO	pág: 25
4.2.- NECESIDADES DEL VEHÍCULO	pág: 25



4.3.- DATOS FUNDAMENTALES DEL VEHÍCULO	pág: 26
4.4.- MAGNITUDES DEL EQUIPO	pág: 26
4.5.- ELECCIÓN DEL EQUIPO	pág: 28
4.6.- FORMA DE ACTUACIÓN	pág: 30
4.7.- SELECCIÓN DEL BOOSTER	pág: 32
4.8.- CÁLCULOS DE RESISTENCIA	pág: 34
5.- PROCESO DE MONTAJE	pág: 35
6.- PRESUPUESTO	pág 35



MEMORIA

1.-INTRODUCCIÓN, FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Uno de los sistemas fundamentales de todo vehículo automóvil además del propio sistema que genera el desplazamiento, es el que le confiere la capacidad de reducir su velocidad hasta detenerlo, si es necesario, o así lo decide el conductor.

Para conseguir dicho efecto los vehículos se dotan de mecanismos apropiados, ya que si solamente intervinieran las fuerzas retardadoras debidas a rozamiento de los órganos de transmisión, resistencia a la rodadura, resistencia al aire, etc., la disminución de la velocidad del vehículo y con ello su detención se prolongaría demasiado.

Para conseguir reducir la velocidad deberá ser absorbida toda o parte de su energía cinética por medio de rozamiento, es decir, transformándola en calor.

La condición esencial que se exige a un sistema de frenado es la de conseguir la menor “distancia de frenado” posible, cumpliendo una serie de requisitos:

- *Eficacia*: Con un esfuerzo sobre el pedal lo suficientemente débil, en un tiempo y sobre una distancia mínimas.
- *Estabilidad*: El vehículo debe conservar su trayectoria sin derrapaje, desviación ni reacción en el volante.
- *Comodidad*: De manera progresiva, con un recorrido de pedal razonable, sin ruidos ni trepidaciones.

Y todo ello en todas las circunstancias posibles; con el vehículo vacío o con carga, a cualquier velocidad, en llano, subida o bajada, en recta o en curva, nuevo o usado, cualesquiera que sean las condiciones del piso.

En consecuencia, si queremos detener un vehículo en movimiento deberemos reducir al mínimo la alimentación del motor, dejándolo embragado con la transmisión, o desembragado si funciona ya a bajas revoluciones. A continuación deberemos aplicar al mecanismo que transmite el movimiento a las ruedas, momentos resistentes capaces de absorber durante una distancia determinada recorrida por el vehículo, la energía cinética de traslación y rotación, y eventualmente el trabajo motor residual.



2.- OBJETO DEL PROYECTO

2.1.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA INICIAL

2.1.1.- GENEREALIDADES

El sistema principal de frenos es activado por un pedal situado en el interior del vehículo que gobierna el conductor con su pie derecho. El esfuerzo ejercido sobre el pedal es transmitido a los frenos por un medio hidráulico, en el que se dispone de un cilindro maestro o bomba de freno, donde se crea la presión del líquido de frenos por esfuerzo del conductor. Por medio de canalizaciones, esta presión es transmitida a los cilindros receptores, que accionan los frenos.

El esfuerzo ejercido por el conductor sobre el pedal de frenos, desarrolla una fuerza en la bomba, que es transmitida por el líquido a los cilindros de rueda, en proporción a la sección o diámetro de los émbolos de los mismos.

En general, para satisfacer todos los criterios de diseño exigidos es preciso diseñar cilindros maestros de diámetros grandes de cara a aportar el caudal óptimo.

Para conseguir la presión deseada, al tener los diámetros tan grandes, se precisa ejercer un gran esfuerzo F en el pedal, implicando para el usuario del vehículo una gran incomodidad.

Para solucionar este inconveniente, se acopla al cilindro maestro un elemento adicional que ayude al conductor a ejercer la fuerza F precisa para actuar cómodamente sobre las zapatas de las ruedas y frenar el vehículo. A este elemento de ayuda para ejercer el esfuerzo necesario se denomina servofreno.

Este proyecto se centra fundamentalmente en la acción del cilindro maestro y del dispositivo de asistencia (servofreno hidráulico en este caso), así como la relación existente entre ambos a la hora de diseñar un sistema de frenado que satisfaga las necesidades y exigencias impuestas por el cliente que solicita nuestros servicios. El resto de los componentes del sistema de frenado (canalizaciones, pastillas de freno, etc.) no serán analizados ni tratados por nuestra parte en la elaboración del proyecto ya que nos centraremos sólo en el diseño de la bomba de freno.

Se realizará una descripción generalizada del sistema de mando y de los servofrenos más utilizados.

2.1.2.- COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO

La presión del líquido necesaria para el funcionamiento de los bombines o cilindros de rueda la genera una bomba de émbolo accionada por el conductor mediante un pedal, se la conoce también por cilindro principal y cilindro maestro.

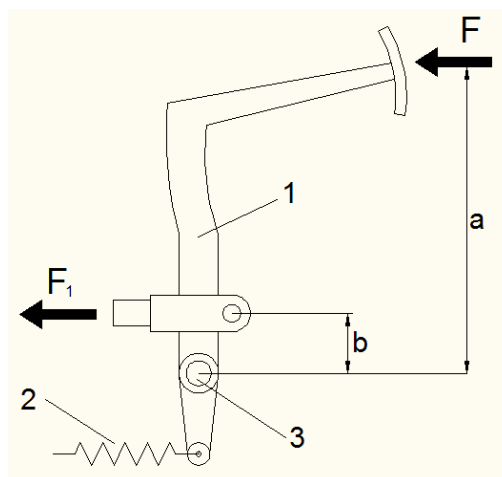
El pedal, la bomba, los bombines, el compensador de frenada y las tuberías que los conectan, son los elementos básicos del circuito hidráulico de mando de los frenos.

- Pedal de freno:

Está situado en el interior de la carrocería al alcance del conductor. Es el elemento de mando encargado de transmitir el esfuerzo del conductor para actuar el sistema del circuito de frenos a voluntad del mismo.

Está formado por una palanca (1) que, al aplicar la presión del pie (F), gira sobre su eje (3) transmitiendo el esfuerzo a la bomba, en sentido de F_1 . Es de acero forjado y va montada en un eje fijo a la carrocería. El muelle (2) hace que la palanca retroceda a su posición inicial cuando cesa la presión (F).

En la zona de apoyo del pie suele llevar un recubrimiento de goma estriada para evitar el deslizamiento del pie. La presión que hay que realizar sobre las zapatas o pastillas de los frenos se consigue por el esfuerzo mecánico mediante la palanca del pedal y bajo la presión del pie del conductor. La fuerza (F_1) comunicada al vástago del cilindro, es aplicada por el sistema hidráulico.



El ratio pedal es la distancia (a) dividida por la distancia (b). Es la distancia del punto del pivote del pedal al centro del cojín del pie, dividido por la distancia del punto del pivote del pedal al punto de accesorio de actuación de la barra del distribuidor.

Es un método de empujar más difícilmente en la barra del distribuidor y de ganar la presión de los frenos por ventaja mecánica. Mientras que se aumenta el coeficiente del pedal, se reduce la presión requerida del pedal. También, tenga presente que el movimiento del pedal aumentará como se aumenta el coeficiente del pedal.

- Cilindro maestro (bomba de frenos):

Es la encargada de crear la presión necesaria que debe actuar sobre los cilindros de frenos para que los elementos de fricción frenen el vehículo convenientemente. Al presionar la palanca de freno, desplazamos los elementos interiores de la bomba, generando la fuerza necesaria para frenar el vehículo. Básicamente, la bomba es un cilindro con diversas aperturas donde se desplaza un émbolo en su interior, provisto de un



sistema de estanqueidad y un sistema de oposición al movimiento, de tal manera que, cuando cese el esfuerzo, vuelva a su posición de reposo.

Los orificios que posee la bomba son para que sus elementos interiores admitan o expulsen líquido hidráulico con la correspondiente presión.

- Los dispositivos de asistencia:

Son los encargados de potenciar la fuerza ejercida por el conductor y así evitar hacer grandes esfuerzos. El encargado de este menester es el denominado servofreno: es un dispositivo que va intercalado entre el pedal de freno y la bomba y que suma su fuerza a la del conductor para obtener elevadas presiones, este elemento hace que la frenada sea más efectiva.

- Canalizaciones:

Las canalizaciones se encargan de llevar, a través del líquido de freno, la presión generada por la bomba a los diferentes receptores. Se caracterizan por que son tuberías rígidas y metálicas, que se convierten en flexibles cuando pasan del bastidor a los elementos receptores de presión.

Estas partes flexibles se llaman “latiguillos” y absorben las oscilaciones entre dos puntos que tienen desplazamiento relativos durante la marcha o maniobra del vehículo. Deberán ser resistentes a los agentes atmosféricos, al endurecimiento y al envejecimiento.

Las tuberías rígidas son de cobre, latón o acero. Deben ser resistentes a la oxidación y a la corrosión y deben soportar tanto las presiones normales de frenado como las sobrepresiones producidas por las frenadas bruscas.

El ajuste de las tuberías rígidas o flexibles se realiza habitualmente con acoplamientos cónicos, aunque en algunos casos la estanqueidad se consigue a través de arandelas deformables (cobre o aluminio).

- Bombines (frenos de expansión interna):

Son los elementos encargados de efectuar el desplazamiento lateral de las zapatas para el frenado del tambor. Es un conjunto compuesto por un cilindro por el que pueden desplazarse uno o dos pistones, dependiendo de si el bombín es ciego por un extremo o tiene huecos por ambos lados (los de pistones se desplazan de forma opuesta hacia el exterior del cilindro)

A mayor diferencia entre las áreas de los pistones del cilindro maestro y de los pistones del cilindro de rueda, mayor amplificación se obtendrá.

Los bombines receptores de la presión que genera la bomba se pueden montar en cualquiera de los sistemas de freno que existen en la actualidad.



- Compensador de frenada:

Cuando se frena, las ruedas delanteras resultan más cargadas que las traseras, con lo que estas últimas pierden capacidad de agarre con el suelo. Para evitar el bloqueo se instala en el circuito de las ruedas traseras un compensador o corrector de frenada, que tiene la misión de disminuir la presión del líquido que llega a los bombines traseros, sin influir en la que llega a los delanteros.

Por otra parte, la fuerza de frenado aplicada a las ruedas de un vehículo debe ser en todo momento igual al peso que gravita sobre ellas para obtener la máxima eficacia de frenado. Ocurre, sobre todo en autocares y camiones, que la diferencia de peso en vacío y a plena carga es considerable; por esta razón, la fuerza de frenado a aplicar en unas y otras condiciones debe ser distinta.

Como el sistema de frenos es invariable para un circuito dado, si estos se regulan a plena carga, cuando el vehículo circule en vacío, la fuerza de frenado rebasará el peso del vehículo, produciéndose el bloqueo de las ruedas. Por el contrario, si se regulan los frenos para un paso en vacío, cuando circulen a plena carga la eficacia de los frenos será muy pequeña.

Para evitar esto se coloca en los vehículos el compensador de frenada que consiste en una válvula que limita la presión del líquido en los frenos en función de la carga. Su funcionamiento está basado en la distancia que hay entre los ejes del puente trasero y el bastidor, esta distancia guarda relación directa con la carga que sobre él gravita. El dispositivo va montado de forma que existan equilibrio entre la tensión de los muelles que controlan el desplazamiento de la palanca.



2.1.3.- TIPOS DE SISTEMAS DE FRENOS:

El efecto de frenado consiste en absorber la energía cinética producida por el movimiento del vehículo. Esta absorción se realiza por fricción entre dos piezas de elevado coeficiente de rozamiento, una de ellas fija, como son las pastillas de freno o las zapatas, y otra móvil, que pueden ser los discos de freno o los tambores de hierro atornillados a la rueda y que giran con ella, según se empleen **frenos de tambor** (expansión interna) o **frenos de disco** (contracción externa), que se montan en cada una de las ruedas del vehículo.

Esta fricción reduce la velocidad del vehículo hasta detenerlo.

El rozamiento entre sí de estos dos elementos detiene el movimiento de las ruedas y transforma la energía de movimiento en calor, que es disipado a la atmósfera por las corrientes de aire que circulan a través de ellos durante el desplazamiento del vehículo. Si el calor no se disipa rápidamente, los frenos se sobrecalientan y dejan de funcionar. A este fenómeno se llama cristalización de balatas.

Los frenos delanteros producen el 80% de la potencia de frenado del automóvil, y por ello, son más susceptibles al sobrecalentamiento que los traseros. La mayoría de los automóviles tienen frenos delanteros de disco porque al enfriarse por el aire, son menos propensos a la cristalización de las balatas.

2.1.3.1.- FRENOS DE TAMBOR

El freno de tambor fue durante muchos años el único empleado en los automóviles, y aunque todavía quedan coches que funcionan con este sistema, en la actualidad se utilizan sólo en las ruedas traseras, montando en las delanteras, y con frecuencia también en las traseras, frenos de disco.

El mecanismo consta de un tambor, que es el elemento móvil, por lo general realizado en hierro fundido, solidaria al cubo de la rueda, en cuyo interior, al pisar los frenos, se expande unas zapatas de fricción en forma de “C” que presionan contra la superficie interna del tambor.

Este tipo de frenos se utiliza en las ruedas traseras de algunos vehículos. Presenta la ventaja de poseer una gran superficie de fricción; sin embargo, disipa muy mal el calor generado por la frenada.

Los frenos de tambor están constituidos por los siguientes elementos:

- Tambor unido al buje del cual recibe movimiento.
- Plato portafreno donde se alojan las zapatas que rozan con dicho tambor para frenar la rueda.
- Sistema de ajuste automático.
- Actuador hidráulico.
- Muelle de recuperación de las zapatas.

Ventajas:

- Efecto autofrenante.
- Mayor superficie frenante.
- Posibilidad de usar materiales fricción más blandos.
- Posibilidad sencilla de freno de mano.
- Costo reducido.



Inconvenientes:

- Dificultad evacuación del calor.
- Aumento del recorrido del pedal por dilatación.
- Mayor posibilidad de bloqueo de rueda.
- Mayor posibilidad de “FADE”.
- Operaciones de mantenimiento más costosas.

2.1.3.2.- FRENOS DE DISCO

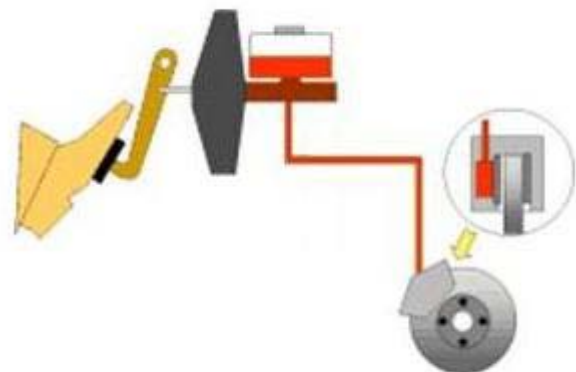
El freno de disco se monta en la casi totalidad de las ruedas delanteras y también en muchas traseras, sobre todo en vehículos de grandes prestaciones.

El sistema de frenos está compuesto por un disco metálico que gira solidario con la rueda y que es presionado axialmente por dos pastillas de material sintético que son empujadas por una pinza. El sistema transforma la energía cinética del giro de la rueda en energía calorífica que es disipada a la atmósfera. Para ello las pastillas son empujadas por la pinza cuando el conductor presiona el pedal del freno. El rozamiento de la pastilla contra el disco es el encargado de realizar la transformación de la energía.

Las pinzas pueden ser de varios tipos dependiendo de su anclaje y del número de pistones con que empujan a las pinzas, las más usadas son las de pistón y de anclaje flotante, pero también existen fijas con dos pistones opuestos. En competición se utilizan pinzas de freno con pinzas muy largas que necesitan cuatro, seis y hasta ocho pistones opuestos. Otro tipo de pinzas son las oscilantes y las deslizantes, pero no suelen emplearse en los vehículos.

Ventajas:

- Capacidad de refrigeración.
- Frenada progresiva.
- Estabilidad.
- La dilatación del disco favorece la frenada.
- Facilidad de instalación y reposición de pastillas.



Inconveniente:

- Mayor esfuerzo en el pedal.
- Necesidad de servofreno.
- Material de fricción más duro.
- Menor eficacia en frío.
- Necesidad de un freno de mano adicional.
- Mayor costo.



2.1.4.- SISTEMA DE MANDO DE LOS FRENOS

El sistema de frenos está diseñado para que a través del funcionamiento de sus componentes se pueda detener el vehículo a voluntad del conductor.

El sistema de frenos se constituye por dos sistemas:

1.- El sistema que se encarga de frenar el vehículo durante su funcionamiento normal (freno de servicio). El sistema principal de frenos es activado por un pedal situado en el interior del vehículo, que gobierna el conductor con el pie derecho. Debe permitir controlar el movimiento del vehículo y detenerlo de forma segura, rápida y eficaz, cualquiera que sean las condiciones de velocidad y de carga y para cualquier pendiente ascendente o descendente en la que el vehículo se encuentre. Su acción debe ser moderable.

2.- El sistema auxiliar o de emergencia (freno de mano) que se utiliza en caso de inmovilización o de fallo del sistema principal (funcionamiento mecánico). Es accionado desde el interior del vehículo de forma que, una vez fijado el mando, las ruedas quedan bloqueadas para evitar el posible deslizamiento. Este freno se coloca generalmente sobre las ruedas traseras.

El frenado de estacionamiento debe permitir mantener el vehículo inmóvil en una pendiente ascendente o descendente, incluso en ausencia del conductor, quedando mantenidos entonces los elementos activos en posición de apriete por medio de un dispositivo de acción puramente mecánica.

La transmisión del esfuerzo del conductor a los frenos puede realizarse a través de circuitos mecánicos, hidráulicos o eléctricos.

2.1.4.1.- Mando mecánico

Al presionar el pedal del freno con el pie, un cable transmite la fuerza y produce la separación de las zapatas por medios mecánicos para tratar de frenar el vehículo.

El pedal de freno hace girar, por medio de una varilla, el eje transversal con palancas en sus extremos, a las que sujetan los cables accionadores de las levas. Las levas abren (separan) las zapatas y las aplica contra las paredes interiores del tambor progresivamente. Cuando la leva se encuentra en posición horizontal es cuando se consigue el máximo efecto de la frenada.

Estos tipos de freno dejaron de ser funcionales cuando la potencia de los motores empezó a desarrollarse, porque debido a las altas velocidades que empezaron a desarrollar los vehículos se requería de un gran esfuerzo físico para lograr frenar un auto, por lo tanto este sistema de frenado quedó totalmente obsoleto y se evolucionó hacia los frenos hidráulicos, pues con un esfuerzo mucho menor se logra una potencia de frenado mucho mayor.

2.1.4.2.- Mando hidráulico

La base del fundamento del sistema principal de frenos es la transmisión de fuerza a través de un fluido que amplía la presión ejercida por el conductor, para conseguir detener el coche con el mínimo esfuerzo posible.

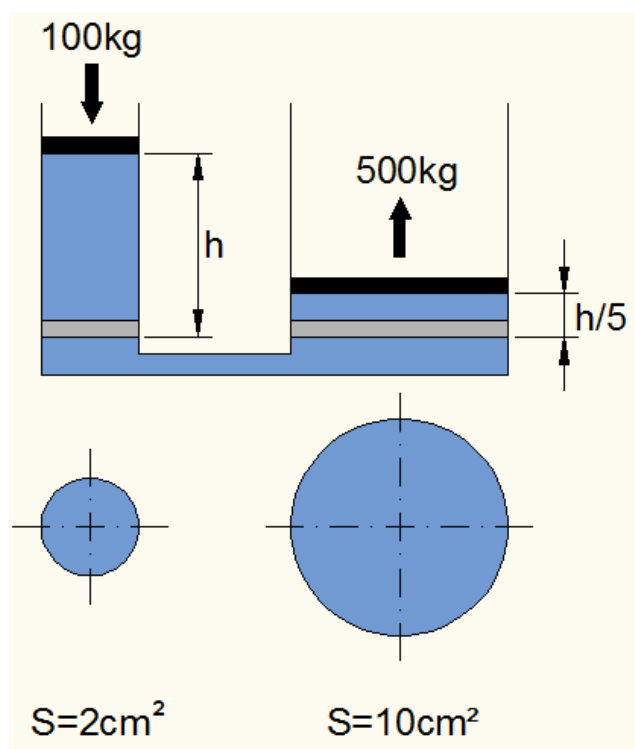
El pedal del freno empuja un líquido en el cilindro de mando, del que parten las tuberías hacia cada rueda. En los platos de freno para estas hay unos cuerpos de bomba con dos pistones que, separados por la presión del líquido, aplican las zapatas contra la parte móvil.

El funcionamiento del circuito hidráulico está basado en el principio de Pascal, según el cual:

“La presión ejercida sobre un punto de un fluido que llena un recipiente hermético se transmite en su seno con la misma intensidad en todos los sentidos”.

Haciendo uso de este principio, para una presión determinada de la bomba se puede modificar las fuerzas transmitidas por los émbolos receptores con sólo una adecuación de la relación de diámetros.

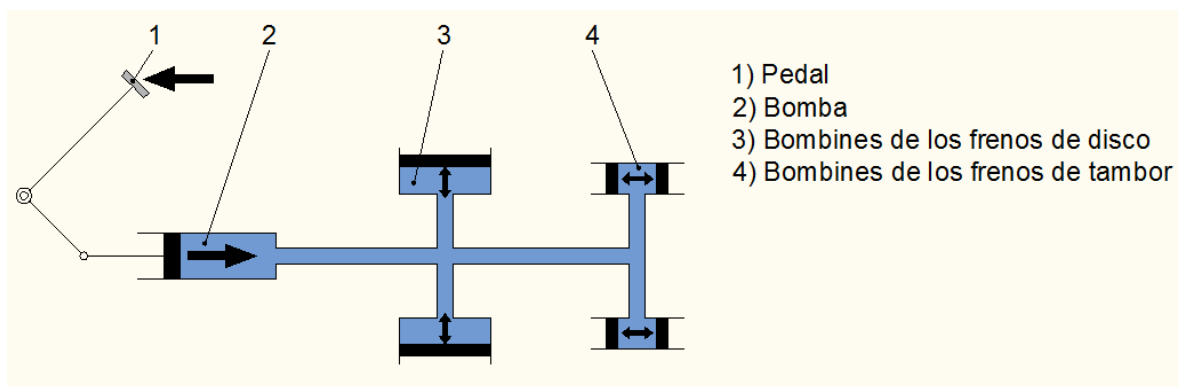
En la siguiente figura se supone que el pistón de la bomba tiene 2 cm^2 de sección y el del bombín tiene 10 cm^2 . Si se aplica sobre el émbolo de la bomba una fuerza de 100 kg la presión del líquido será — ; esta presión es la que se transmite al bombín por lo que su empuje valdrá: $F' = 10 \times 50 = 500 \text{ kg}$ o sea, que como la superficie del pistón del bombín es cinco veces mayor, la fuerza se ha multiplicado por cinco.



Por otra parte, el volumen de líquido que ha salido de la bomba es el mismo que ha entrado en el bombín, y como es cinco veces mayor, el desplazamiento de su émbolo es la quinta parte del recorrido del émbolo de la bomba. Como el trabajo efectuado por los émbolos es igual a la fuerza por el espacio recorrido, resulta el mismo para ambos.

Las características de construcción de los sistemas de frenado se han de diseñar para conseguir el mínimo de deceleración establecido en las normas.

En el circuito hidráulico de la siguiente figura, la bomba manda el líquido a los cuatro cilindros de rueda a la misma presión. Como a las pastillas de freno hay que aplicarles una fuerza mucho mayor que a las zapatas, los cilindros de los frenos de disco tienen mayor diámetro.



2.1.4.3.- Mando neumático

Es el utilizado en camiones y autobuses de servicio pesado donde, por su gran carga y peso, necesitan una potencia elevada y una gran energía de frenado. El mando hidráulico o mecánico de los frenos requiere gran fuerza de aplicación, inconveniente que se resuelve con la utilización del aire comprimido aplicado al mando del sistema de frenado.

Su constitución es un compresor movido por el motor del vehículo que aspira el aire, lo comprime y lo envía a uno o dos depósitos (o calderines) donde quedan almacenado a presión. Una válvula reguladora (distribuidora) de presión, permite la salida de aire al exterior cuando la presión sobrepasa los cinco kilogramos.

Los depósitos van unidos, por una tubería, a una válvula de corredera movida por el pedal, de cuya válvula parten unas canalizaciones a los cilindros de freno y un pistón unido a la leva que separa las zapatas. Un primer manómetro (antes de la válvula) indica la presión del aire en los depósitos y otro después, da la presión de trabajo en las tuberías y cilindros de freno.

Su funcionamiento consiste en que al pisar el pedal se desplaza la corredera de la válvula, poniendo en comunicación las canalizaciones del depósito con las de los cilindros,



dejando pasar el aire a presión haciendo girar las levas separándolas de las zapatas, produciéndose la frenada. Al cesar la acción sobre el pedal se hace salir el aire comprimido al exterior recuperándose la posición inicial. Este sistema se caracteriza por el poco esfuerzo que se requiere para su accionamiento (es como un servofreno) y de fácil aplicación en los remolque.

2.1.4.4.- Mando eléctrico

Al igual que el freno motor, es un freno continuo o retardador, que sólo funciona con el motor en marcha, no siendo utilizables como frenos de fricción, es decir, no es un freno de parada, aunque puede llegar a hacerlo.

Se intercala en la transmisión, sujeto al chasis, empleado en vehículos pesados como tercer freno auxiliar, teniendo por misión mantener las revoluciones en la transmisión a un régimen determinado.

El mando hidráulico o mecánico se sustituye por una corriente eléctrica que, dentro de cada tambor de freno, activa un electroimán y este acciona la leva de separación de zapatas. El gasto de corriente es pequeño, porque apenas estas entran en contacto con el tambor se produce el efecto autofrenante ya explicado.

Su funcionamiento está basado en el principio de la creación de corrientes que nacen en una masa metálica conductora cuando esta se sitúa en un campo magnético variable.

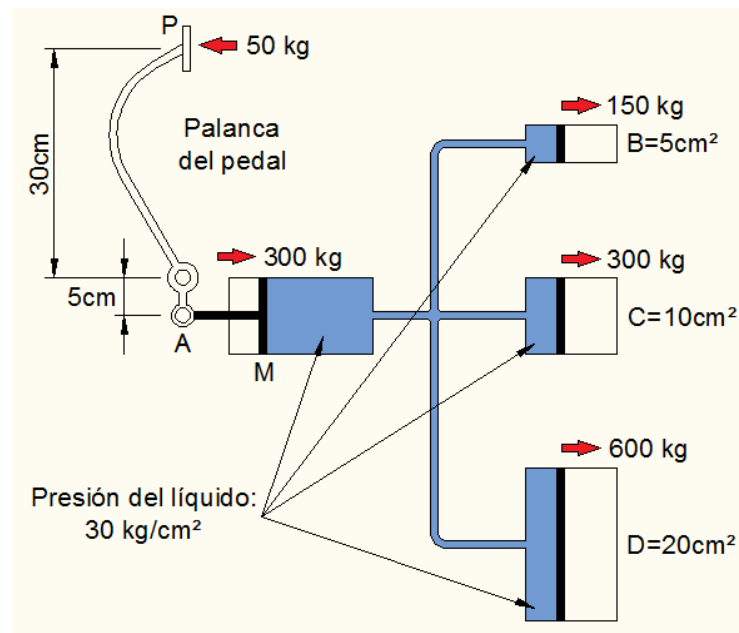
En la práctica, el estator crea un campo magnético fijo; es el movimiento de los rotores unidos al eje de arrastre a frenar, lo que produce la variación.

Las corrientes producidas se denominan “turbillonarias” o de “Foucault”. Generan una fuerza magnética que se opone a la rotación de los rotores y, por consiguiente, reducen la velocidad del árbol de transmisión.

Para disipar el calor los rotores llevan aletas.

EJEMPLO:

Para que el esfuerzo aplicado por el conductor al pedal se multiplique, el único procedimiento mecánico es la palanca que, como se puede ver en la figura, si el brazo de fuerza P es, por ejemplo seis veces mayor que el de la aplicación A, la fuerza se multiplica por seis a costa de que el recorrido de A es seis veces menor que el de P. Este artificio puede repetirse incluso al llegar a las ruedas, pues cuanto mayor sea el brazo de la palanca, mayor será la fuerza con que la leva separa las zapatas.



Pero el mecanismo de palanca ocupa espacio, requiere articulaciones y ejes que lubricar y ajustar, y resulta mucho más complicado de organización y mantenimiento que el mando hidráulico.

El esfuerzo de 50 kg aplicado al pedal P se multiplica con esta palanca P-A a 300 kg y se ejerce sobre el émbolo de mando de 10 cm² de superficie. La presión resultante en el líquido será de 30 bar, la cual, al llegar a los cilindros receptores B, C y D, se convierten en:

- Si B tiene 5 cm² de sección, la fuerza de su presión será de $30 \times 5 = 150$ kg
- Si C tiene 10 cm² de sección, la fuerza de su presión será de $30 \times 10 = 300$ kg
- Si D tiene 20 cm² de sección, la fuerza de su presión será de $30 \times 20 = 600$ kg

La multiplicación de esfuerzos se ha conseguido (a costa de recorridos menos, como con las palancas) con gran sencillez, sin complicación de mecanismos.



2.1.5.- CILINDRO MAESTRO

El cilindro maestro es el elemento principal del sistema de mando. Es un cilindro hueco de hierro fundido o aleación ligera o tubo de acero, cuyo interior tiene un perfecto acabado para que se dé el buen desplazamiento de los émbolos y con un perfecto ajuste para evitar rozamientos y fugas del líquido de frenos.

La bomba nos proporciona la presión de líquido necesaria para el funcionamiento de los bombines en el freno de disco o de tambor, según sea el caso.

La descripción del cilindro maestro es la siguiente:

Dentro del cuerpo del cilindro maestro se desplaza un émbolo que será accionado por el pedal de freno por medio de un vástago. En la parte superior del cilindro hay dos orificios como mínimo, uno de ellos va roscado al depósito de líquido y se comunica con el cilindro a través de uno o dos taladros. El segundo agujero se comunica por medio de una tubería y a través de un racor con la piza del disco de freno; por este conducto saldrá el líquido de freno a su debida presión.

La carrera del pistón está limitada principalmente, por un muelle que se apoya en su parte delantera sobre el propio cuerpo de la bomba, o según el tipo de bomba sobre una válvula, obligando a ocupar al retén de compresión y a los émbolos una situación más retrasada. Un retén de estanqueidad situado detrás del pistón, impide que el líquido salga por la parte trasera del cilindro.

Hoy en día las bombas de los sistemas de frenos suelen ser de doble circuito; son bombas que permiten establecer dos circuitos independientes, uno para los frenos delanteros y otro para los traseros, o bien para una rueda delantera y otra trasera de distinto lado (distribución en X); de esta forma, en caso de avería en uno de los circuitos, el otro sigue funcionando normalmente y aunque la eficacia del freno sea menor, permite controlar el vehículo.

2.1.6.- ASISTENCIAS AL FRENO, SERVOFRENO

Se denomina servofreno a todo mecanismo capaz de poner en juego una energía auxiliar, que se suma a la proporcionada por el conductor en la acción de frenado, con el fin de que el esfuerzo desarrollado por este quede por debajo de unos límites aceptables, cualquiera que sea la energía cinética a absorber.

Es un elemento adicional al sistema de frenado que se coloca con antelación o posterioridad del cilindro maestro y cuya misión es, debido a la sobrepresión o depresión de una cámara interior al ejercer el usuario una fuerza F sobre el pedal de freno, colaborar aportando una presión complementaria sobre el vástago.

La presión complementaria que aporte el servofreno sobre el cilindro maestro del freno debe ser siempre controlada de forma proporcional a la fuerza F ejercida por el



conductor del vehículo sobre el pedal del freno. Se trata de un elemento-servo con aplicación de presiones graduales en función del esfuerzo del pedal.

La ayuda complementaria de empuje que se ejerce sobre el cilindro maestro (DF) es suministrada mediante un elemento que aporte una diferencia de presión (DP) sobre una superficie (S) para conseguir la fuerza correspondiente:

$$DF = DP \times S$$

Esta aplicación se basa en la diferencia de presión entre dos cámaras con una pared móvil entre ellas, que se desplaza hacia el lado que donde hay menos presión para equilibrarla. Un sistema de válvulas permite la comunicación entre una de esas cámaras y el exterior según si se está aplicando un esfuerzo en el pedal de freno, se deja de aplicar o el sistema se encuentra en posición de reposo.

Existen varios tipos de servofreno: Hidráulicos, de aire comprimido, eléctricos y de vacío.

- **HIDRÁULICO:** Consiste en el envío de un líquido de presión por una bomba accionada por la transmisión del vehículo. Una válvula que se abre al presionar el pedal del freno, deja paso al líquido adicional a las conducciones correspondientes. La fuente de ayuda es el aceite a presión del circuito de presión del vehículo, con presiones cuyos valores oscilan entre 10 bar y 35 bar.

- **DE AIRE COMPRIMIDO:** Se trata de una combinación del freno hidráulico y de aire comprimido. Al pisar el pedal del freno se abre una válvula que deja paso libre al aire comprimido a la parte anterior de la bomba, presionando sobre el émbolo ayudando la acción del conductor sobre el pedal del freno. La fuente de ayuda es el aire a presión cuyo valor normalizado se tomará como 7 bar.

- **ELÉCTRICOS:** Al pisar el pedal del freno se establece un circuito eléctrico permitiendo el paso de una corriente que activa unos electroimanes situados en los tambores del freno de cada rueda. El electroimán atrae a la leva que ayuda la acción del conductor sobre el pedal de freno. Más usado es el “relentizador” eléctrico para grandes camiones. Para largas pendientes alivia el esfuerzo del motor, que puede ir en punto muerto, y el de los frenos.

- **DE VACÍO:** El servofreno por vacío es similar al de aire comprimido con la diferencia de que lo que hace mover las zapatas, no es una presión (aire comprimido), sino una depresión (vacío). En el servofreno de vacío existen tres cilindros con sus émbolos, cuyo principal envía el líquido a presión a los cilindros de los frenos. Otro secundario acciona una válvula que cierra o abre la comunicación con el aire exterior. En el tercer cilindro (de mayor diámetro) actúa, sobre su pistón, el vacío de la admisión o la presión atmosférica.

Al pisar el pedal del freno se manda líquido a presión (como si no existiera el servo). Una parte del líquido va al cilindro secundario accionando una válvula que deja pasar al aire exterior (presión atmosférica), a una de las caras del émbolo del tercer cilindro a la vez que da paso al vacío de la admisión a su otra cara, produciéndose una diferencia de presión en ambas caras que obliga al émbolo a desplazarse, empujando al émbolo del cilindro principal ayudando con ello la acción del conductor.

Al cesar la acción sobre el pedal del freno se cierra la válvula de comunicación con el aire exterior y desaparece la presión atmosférica sobre el émbolo del tercer cilindro, restableciéndose el equilibrio.

La fuente de ayuda es una depresión cuyo valor normalizado se tomará como 0,8 bar (kg/cm^2).

El primer modelo, es decir, el servofreno hidráulico o hidrobooster será objeto de estudio en este proyecto.

2.1.7.- FLUIDOS DE TRABAJO

El fluido en los frenos es el encargado de transmitir la presión necesaria para actuar directamente sobre las zapatas de freno de la rueda, por lo que debe poseer unas características muy definidas.

En los frenos se utilizan líquidos hidráulicos cuyas propiedades deben de ser idóneas para prestaciones elevadas y, de esta manera, cumplir con las condiciones de seguridad y trabajo a que se ven sometidos los sistemas de frenos. El líquido resulta complejo en cuanto a su composición y responde a las normas UNE 26-090 y UNE 26-106.

Debido a las temperaturas que pueden llegar a alcanzar los émbolos de los bombines de las ruedas, los aceites utilizados para líquidos de frenos deben tener un punto de ebullición alto para evitar la formación de burbujas cuando el calor generado en el mecanismo de frenos llega al seno del fluido. Cuando se forman burbujas en el líquido de frenos, como son gaseosas y los gases son compresibles, aumenta la carrera del pedal y puede llegar a perderse la eficacia del sistema.

También es importante que el líquido de frenos posea una buena tensión superficial para evitar que se formen burbujas por descenso de la presión del circuito; además, y por motivos de seguridad, es necesario evitar cualquier tipo de corrosión en el circuito hidráulico, por lo que este líquido no tiene que ser corrosivo ya que este fenómeno resulta altamente indeseable pues debilita la resistencia de las tuberías y presenta el peligro de rayados en las superficies de cilindros y émbolos. La corrosión puede proceder de dos supuestos: Primero, por la propia naturaleza del líquido, segundo, debido a la humedad ambiente. Para evitar el vacío en el cilindro de la bomba de frenos, el depósito debe estar comunicado con la atmósfera. Esta comunicación es el motivo de la condensación de la



humedad ambiente sobre la superficie interna del tapón del depósito y sobre el propio líquido de frenos; estas gotas de agua pueden formar con el líquido de frenos una emulsión oxidante con gran poder de corrosión y también pueden llegar a solidificarse las gotas de agua si se alcanzan temperaturas bajo cero, lo que creará obstrucciones en agujeros de paso.

Por último, los líquidos de frenos deben tener, además, una buena conductividad térmica, la temperatura de solidificación debe de ser baja y su viscosidad debe mantenerse estable dentro del margen de temperaturas de trabajo.

En resumen, un líquido de frenos debe cumplir las siguientes exigencias:

- Debe de poseer una temperatura de ebullición elevada, que en general oscila entre 230° y 240° C para líquido nuevo.
- Tiene que ser resistente a la descomposición con la temperatura.
- Experimentar pocas variaciones de viscosidad.
- Debe ser poco higroscópico, es decir, poca capacidad de absorción de agua.
- El punto de congelación deberá ser bajo (menor de -40° C).
- Como el líquido de frenos está en contacto permanente con los componentes del circuito (caucho, cobre, acero, etc.), deberá poseer propiedades anticorrosivas que impidan la interacción química entre ellas, que supone el deterioro de los componentes.

Los líquidos usuales están compuestos por, aproximadamente, un 98% de éter-glicol y un 2% de aditivos contra la degradación química por efecto del calor y la corrosión. Se pueden mezclar entre sí siempre que estén homologados.

A pesar de ser poco higroscópicos, con el tiempo van absorbiendo humedad por el respiradero del tapón. La presencia de agua en el líquido aumenta su poder corrosivo, rebaja la temperatura de ebullición y eleva la de congelación, por lo que se recomienda cambiar el líquido del circuito cada dos años.



2.2.- OBJETIVO FINAL

Hoy en día y dependiendo de las necesidades a cubrir con la frenada, existen distintos tipos de sistemas de freno.

En este proyecto y para el tipo de vehículos pesados como es una excavadora o tractor, el objetivo del proyecto va a ser detenerlo en el menor espacio y de un modo suave sin que produzca vibraciones ni molestias para el conductor.

Para desarrollar esta actividad será necesario:

- Un cilindro maestro.
- Un dispositivo de asistencia, servofreno.

El dispositivo de asistencia o servofreno puede ser de dos tipos:

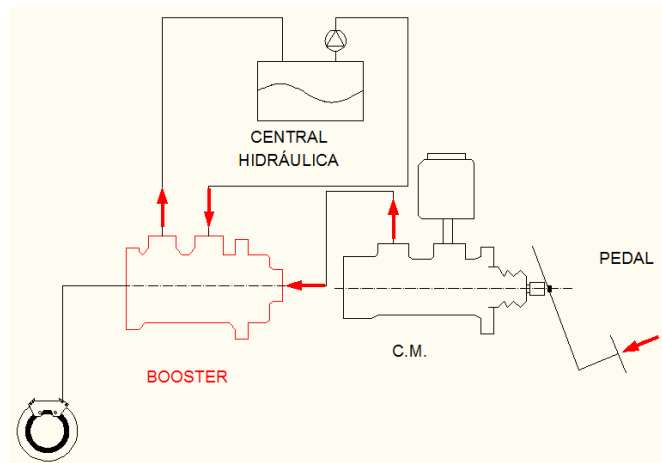
- MASTERVAC: Este sistema se acopla entre el pedal y el cilindro maestro, esto implica la implantación del servofreno en un lugar impuesto por la situación de freno.
- HIDROVAC: Este sistema se instala entre el cilindro maestro y los cilindros receptores y puede ubicarse en cualquier lugar del vehículo.

En este proyecto que nos ocupa, el cliente nos proporciona el cilindro maestro, con unas dimensiones preestablecidas y la bomba de ayuda de 20 bar. Desea que le diseñemos un sistema hidráulico de frenada con un diseño hidrovac y una salida final como mínimo de 48 bares.

Como ya hemos mencionado antes la frenada debe producirse de un modo suave, sin producir molestias al conductor. Por ello hemos de diseñar un sistema que regule la entrada de presión en el servofreno.

3.- ANALISIS DEL PRODUCTO

3.1.- DESCRIPCIÓN DEL SERVOFRENO HIDRÁULICO



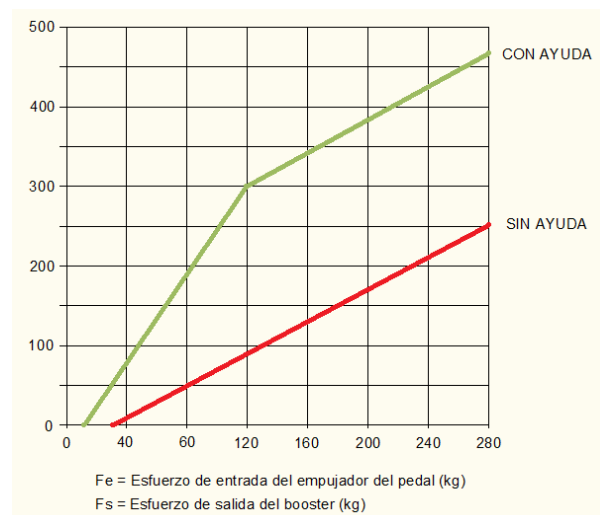
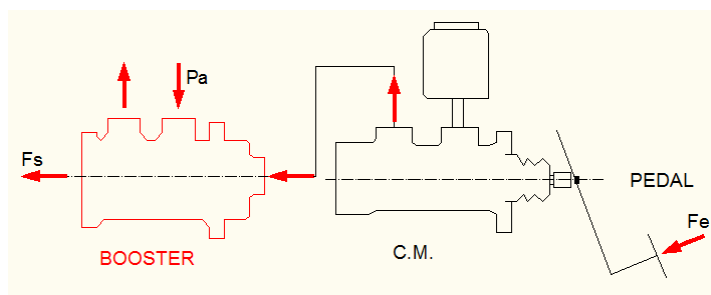
En el servofreno hidráulico o hidrobooster la diferencia de presión se consigue mediante un circuito de alta presión y la presión atmosférica. Emplea como fluido el aceite y su presión se encuentra comprendida normalmente entre 10 y 35 bar (kg/cm^2). El hidrobooster se instala entre el cilindro maestro y los cilindros receptores según el siguiente esquema:

3.2.- FUNCIONAMIENTO DEL PRODUCTO

Las principales funciones de un hidrobooster son aumentar el esfuerzo transmitido por el pedal de freno y que este aumento se puede hacer de manera regulable.

Para poder estudiar este comportamiento se utilizan curvas características formadas por los gráficos:

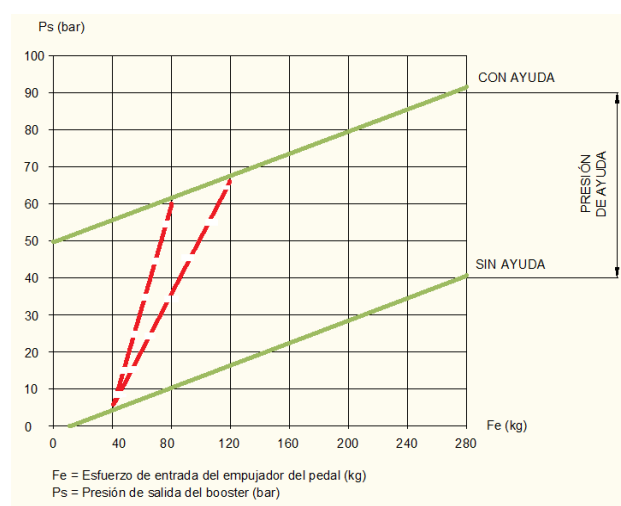
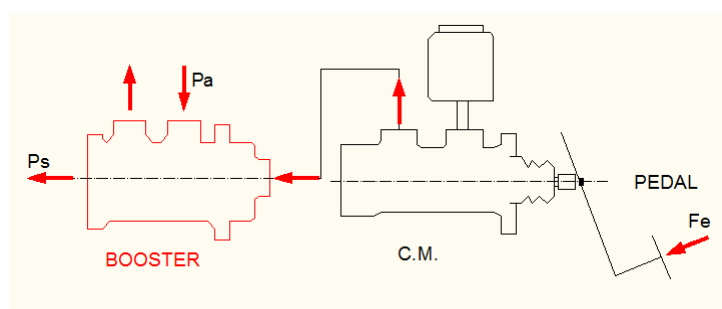
a) Fuerza de entrada (F_e) vs. Fuerza de salida (F_s)



Como puede observarse en el gráfico cuando no hay ayuda existe una relación lineal entre la fuerza de entrada y la de salida.

Cuando existe ayuda se observa que para la misma fuerza de entrada, la fuerza de salida resulta ampliada. Sin embargo, esta ampliación no es constante para todo el rango de presiones sobre el pedal, es decir, la acción del hidroboster comienza a partir de una determinada fuerza de entrada en el pedal y llega a su límite a partir de otra determinada fuerza superior. Se puede apreciar este momento en el gráfica donde la curva cae (el hidroboster deja de actuar).

a) Fuerza de entrada (F_e) vs. Presión de salida del booster (P_s)



La diferencia entre las líneas paralelas representa la presión de ayuda proporcionada por el hidroboster y la línea inferior representa la presión sin ayuda, es decir, sin hidroboster.

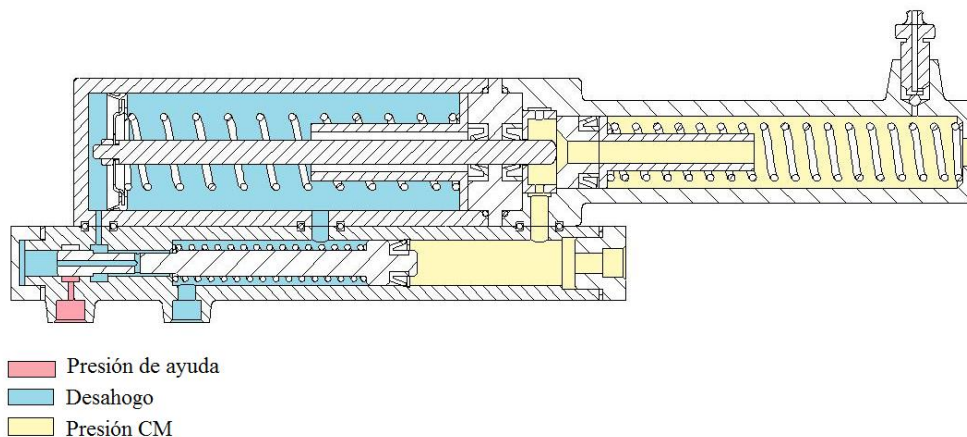
La regulación del esfuerzo de frenado está representado por las pendientes de las líneas de trazos (color rojo) en el gráfico. Estas indican la relación entre la fuerza de entrada y la presión de salida de la bomba.

La mayor o menor pendiente de estas líneas permiten conocer si la regulación de la ayuda es correcta, es decir, si la frenada es brusca aunque se pise suavemente el pedal de freno o por el contrario, responde lentamente.

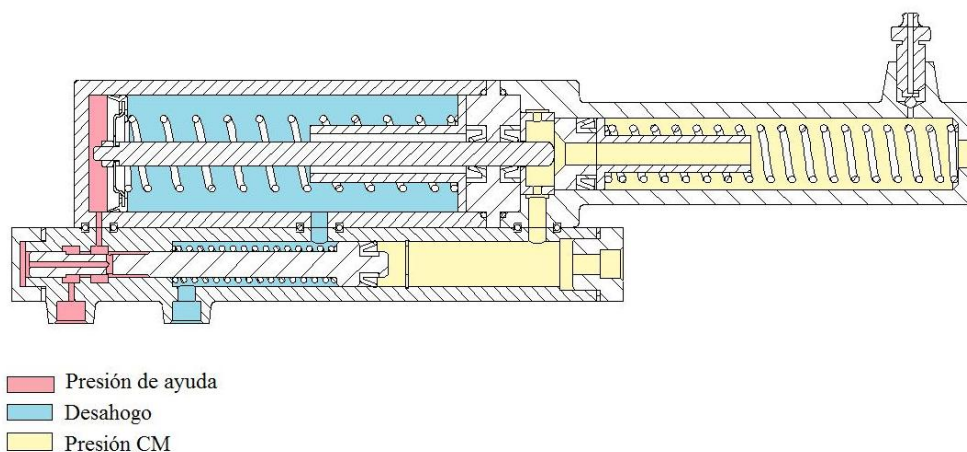
La regulación de la fuerza de ayuda depende de cómo se realice la regulación para la entrada de presión de ayuda al booster.

3.3.- PLANO DE SECCIÓN DEL BOOSTER.

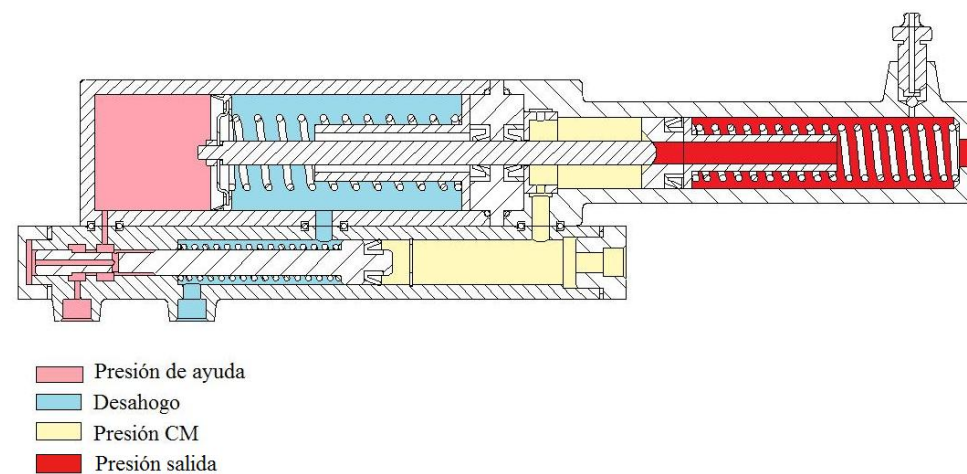
A. Cámara de entrada



B. Cámara de desahogo



C. Cámara de presión



3.4.- FASES DE FUNCIONAMIENTO.

A continuación se describen las diferentes fases del funcionamiento del servofreno hidráulico:

Fase 1: REPOSO

Fase 2: COMIENZO MOVIMIENTO

Fase 3: AYUDA PARCIAL

Fase 4: AYUDA TOTAL

Fase 5: RETORNO

Donde:

F_e = Fuerza de entrada en el cilindro maestro

F_s = Fuerza de salida aplicada al cilindro hidráulico

A = Cámara de entrada

B = Cámara de desahogo

C = Cámara de presión

P_a = Presión de ayuda

P_c = Presión en la cámara C

P_s = Presión de salida

4.- ELECCIÓN DEL PRODUCTO

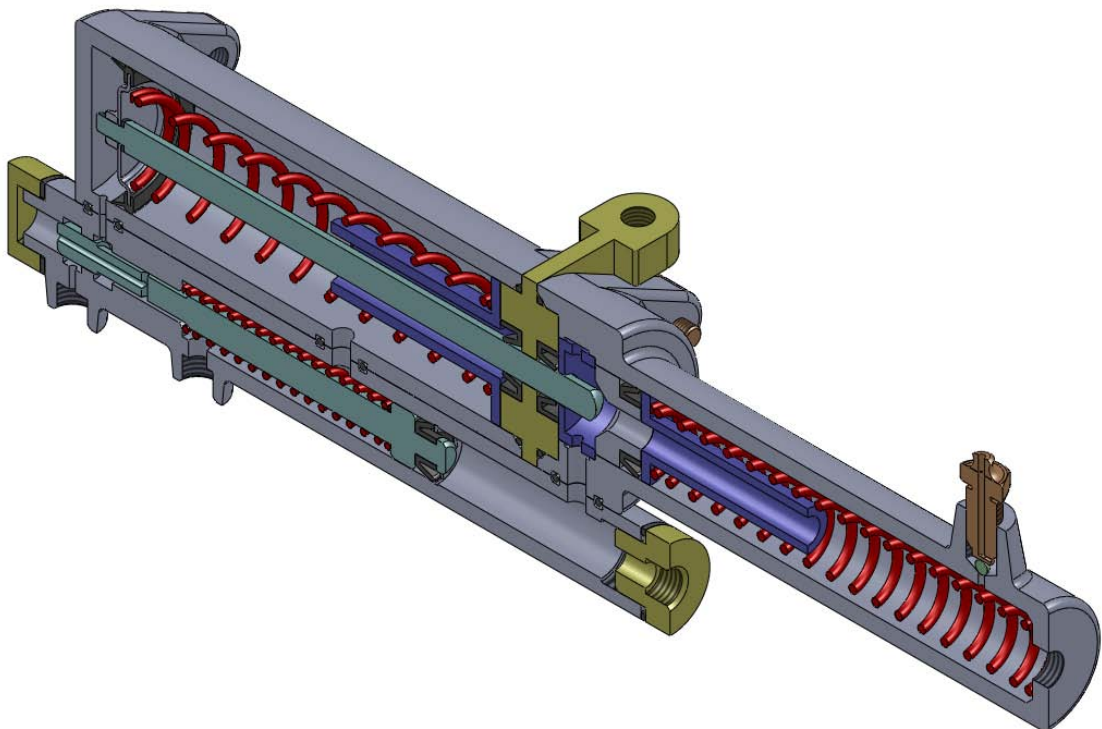
4.1.- OBJETIVO:

El presente estudio pretende definir un método de selección y cálculo del equipo de freno que nos pueden requerir.

4.2.- NECESIDADES DEL VEHÍCULO:

Necesitamos un vehículo con un pedal de freno, un cilindro maestro simple y una bomba de presión.

Junto a nuestro sistema hidráulico de freno, compondrán el circuito de freno de las ruedas del vehículo.





4.3.- DATOS FUNDAMENTALES DEL VEHÍCULO:

P (bar): Presión necesaria para el frenado.

Presión necesaria en los frenos del vehículo y por tanto, presión que debe generarse en el CM.

En vehículos cuyo equipo de freno lleva ayuda de vacío, aire, aceite a presión, según la reglamentación puede exigirse una presión mínima para cada caso de frenada sin ayuda. Se va a definir como PV.

V (cm³): Volumen necesario en el circuito de frenos, para alcanzar la presión P de trabajo.

Este volumen consta de:

V1 volumen necesario en el circuito delantero.

V2 volumen necesario en el circuito trasero.

VD volumen necesario para las deformaciones existentes en el circuito, fundamentalmente en las tuberías flexibles, cuando se alcanza la presión de trabajo.

F (N): Fuerza admitida en el pedal para frenar.

Como orientación, en vehículos automóviles de turismo esta fuerza ronda los 300N; en vehículos “off high way” pueden ser 300N, 500N, 700N.

Cuando existe legislación para frenado sin ayuda, en vehículos que normalmente la llevan, fijarán una fuerza máxima FV para poder conseguir la presión PV.

Lp (mm): Carrera del pedal para conseguir el frenado.

Esta carrera puede estar comprendida entre 80mm y 150mm según las exigencias del diseñador para conseguir un pedal ergonómico y cómodo.

r: ratio de pedal

4.4.- MAGNITUDES DEL EQUIPO:

Las magnitudes del equipo que se definen en los párrafos siguientes, nos dan las dimensiones que ha de tener el equipo que satisfaga las exigencias del vehículo.

D_{CM} (mm): Diámetro del CM.

L (mm): Carrera necesaria en el CM para conseguir la volumetría V.

Una vez conseguida esa volumetría habrá que darle al CM una carrera extra de seguridad, y por tanto deberá tener una carrera total L_T .

El cálculo se hará para L y posteriormente se definirá L_T .

La carrera de uso es L , pero debe tener una disponibilidad de L_T .

Esta carrera L es la suma de dos magnitudes: L_U , carrera necesaria para alimentar V más la carrera muerta L_M del CM.

L_T (mm): Carrera necesaria para disponer de una seguridad.

L_P (mm): Carrera de uso del pedal. $L_P = L + r$

L_{TP} (mm): Carrera que debe tener disponible el pedal para seguridad del equipo.

$$L_{TP} = L_T + r$$

Magnitudes del booster:

D_B (mm): Diámetro del booster para generar ayuda.

D_V (mm): Diámetro del vástago del empujador booster.

S_B (cm²): sección del booster.

S_V (cm²): Sección del vástago del empujador.

S_A (cm²): sección útil de ayuda del booster. $S_A = S_B - S_V$

P_A (bar): Presión de ayuda $P_A = 15\text{bar a } 35\text{bar}$

F_M (kg): Fuerza del muelle de recuperación más rozamientos (estimado), con ayuda $F_M = 40\text{kg}$. (de 40kg a 60kg).

F_M (kg): Fuerza del muelle de recuperación (estimado), sin presión de ayuda

$F_M = 20\text{kg}$.

F_A (kg): Fuerza de ayuda del booster $F_A = (P_A \cdot S_A) / 40\text{kg}$

F_S (kg): Fuerza de salida del booster $F_S = (F + r) + F_A$

4.5.- ELECCIÓN DEL EQUIPO.

A continuación se presentan los diferentes tipos de conjuntos con que podemos equipar los diversos vehículos.

Se hace una exposición de estos equipos antes de comenzar a definir un proceso de selección.

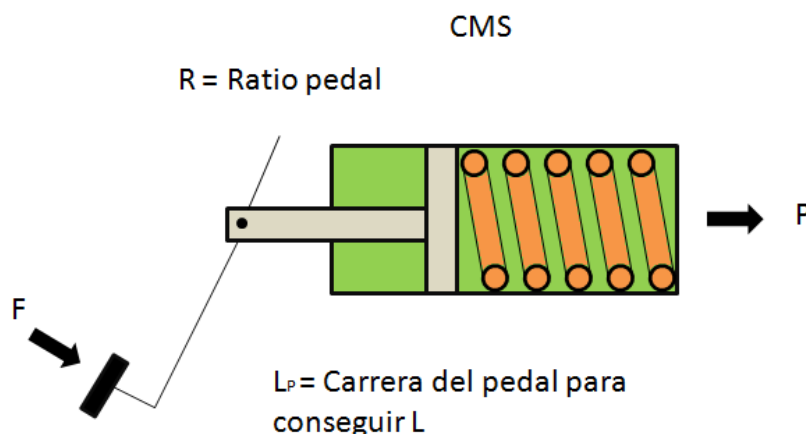
En el desarrollo del posterior método de selección, se trabaja siempre como si hubiera un solo circuito de frenos, y en caso de que haya dos, o un circuito de compensación, deberá recurrirse a un estudio complementario para dividir la volumetría total del CM o lo que es lo mismo, sus carreras internas.

En todo estudio se intentará adaptar un CM sin ayuda, y en caso de que no se pueda conseguir las prestaciones, se recurrirá a algún tipo de ayuda:

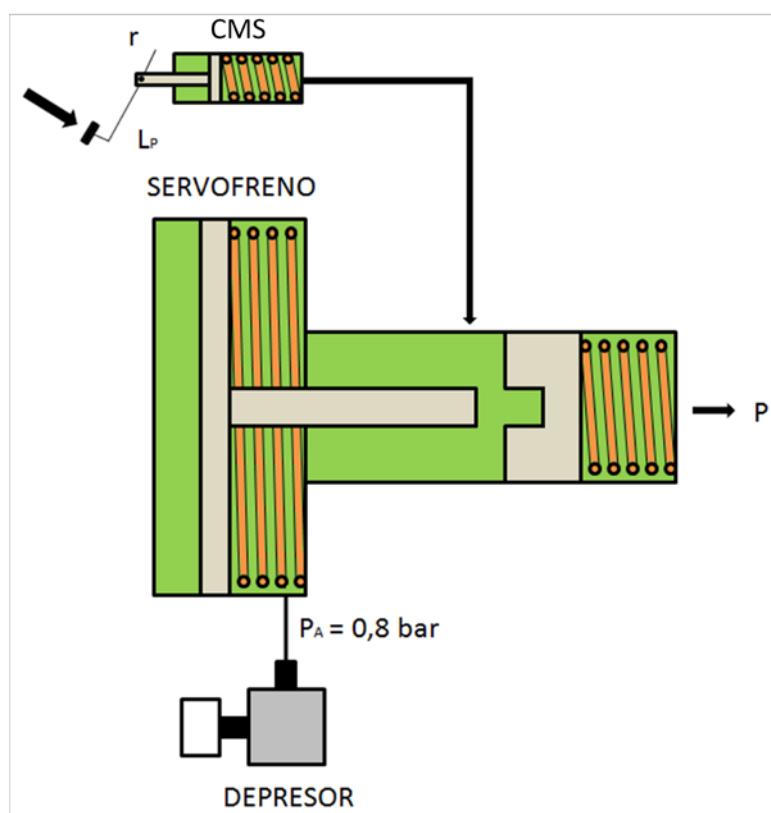
- Servofreno de vacío: La fuente de ayuda es una depresión cuyo valor normalizado se tomará como 0,8 bar.
- Servofreno de aire: La fuente de ayuda es aire a presión cuyo valor normalizado se tomará como 7 bar.
- Servofreno de aceite o Booster: La fuente de ayuda es el aceite a presión del circuito de presión del vehículo, con presiones cuyos valores oscilan entre 10 bar y 35 bar.

En las figuras siguientes se muestran esquemas del booster y del servofreno con el CM:

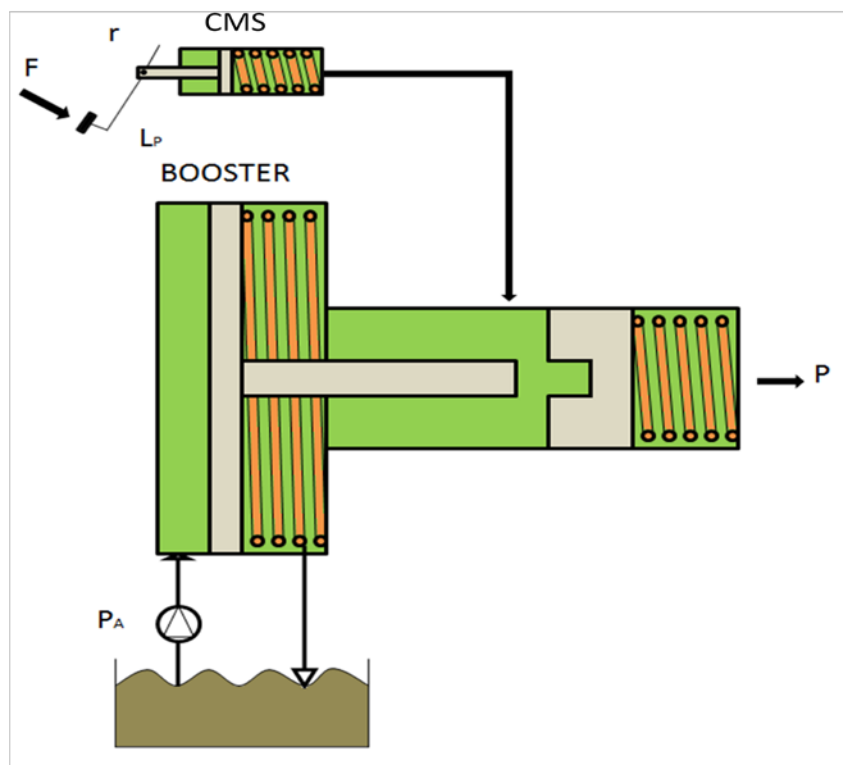
a) CMS sin ayuda



b) CMS con servofreno



c) CMS con booster



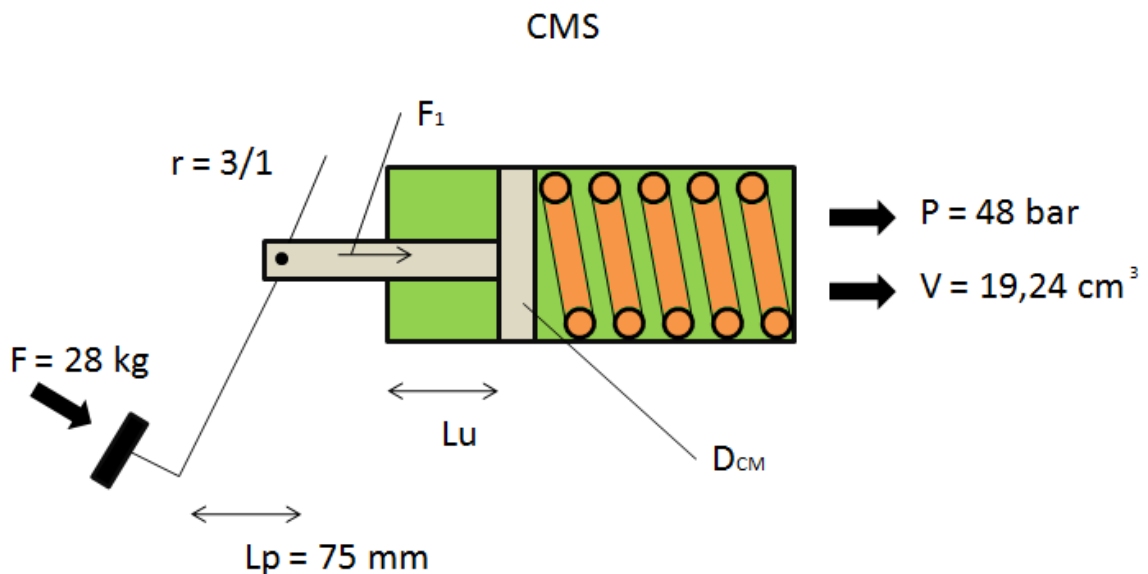
4.6- FORMA DE ACTUACIÓN.

A continuación, y a partir de las exigencias impuestas por el cliente se muestra el proceso resumido de cálculos para la elección del sistema óptimo.

En el apartado de cálculos se mostrarán más detalladamente todos los cálculos realizados durante el proceso.

Datos impuestos por el cliente:

- Ratio pedal: $r = 3$
- Presión de frenado: $P = 48\text{bar}$
- Fuerza ejercida sobre el pedal: $F = 28\text{kg}$
- Volumen necesario en el circuito de frenos: $V = 19,24\text{cm}^3$
- Carrera del pedal de freno: $L_p = 75\text{mm}$
- Presión del aceite del booster: $P_A = 20\text{bar}$



CÁLCULOS DEL CILINDRO MAESTRO

Método de actuación:

a) Definir la carrera que tiene el cilindro maestro y la carrera útil del cilindro en función de la carrera del pedal de freno, calcular la fuerza que se ejerce sobre el CM.

— —

A este recorrido habrá que restarle 5 mm como coeficiente de seguridad y añadir 5 mm como carrera muerta.

Fuerza que se ejerce sobre el cilindro maestro.

b) Calcular el diámetro del CM con el volumen que desplaza y la carrera que tenemos.

— —
— —
— —

c) A partir de la sección del CM y de la fuerza aplicada en él, calcular la presión que puede generarse, tener en cuenta la fuerza necesaria para vencer el muelle del CM y rozamientos. Dicha fuerza será de 15 kg.

— —

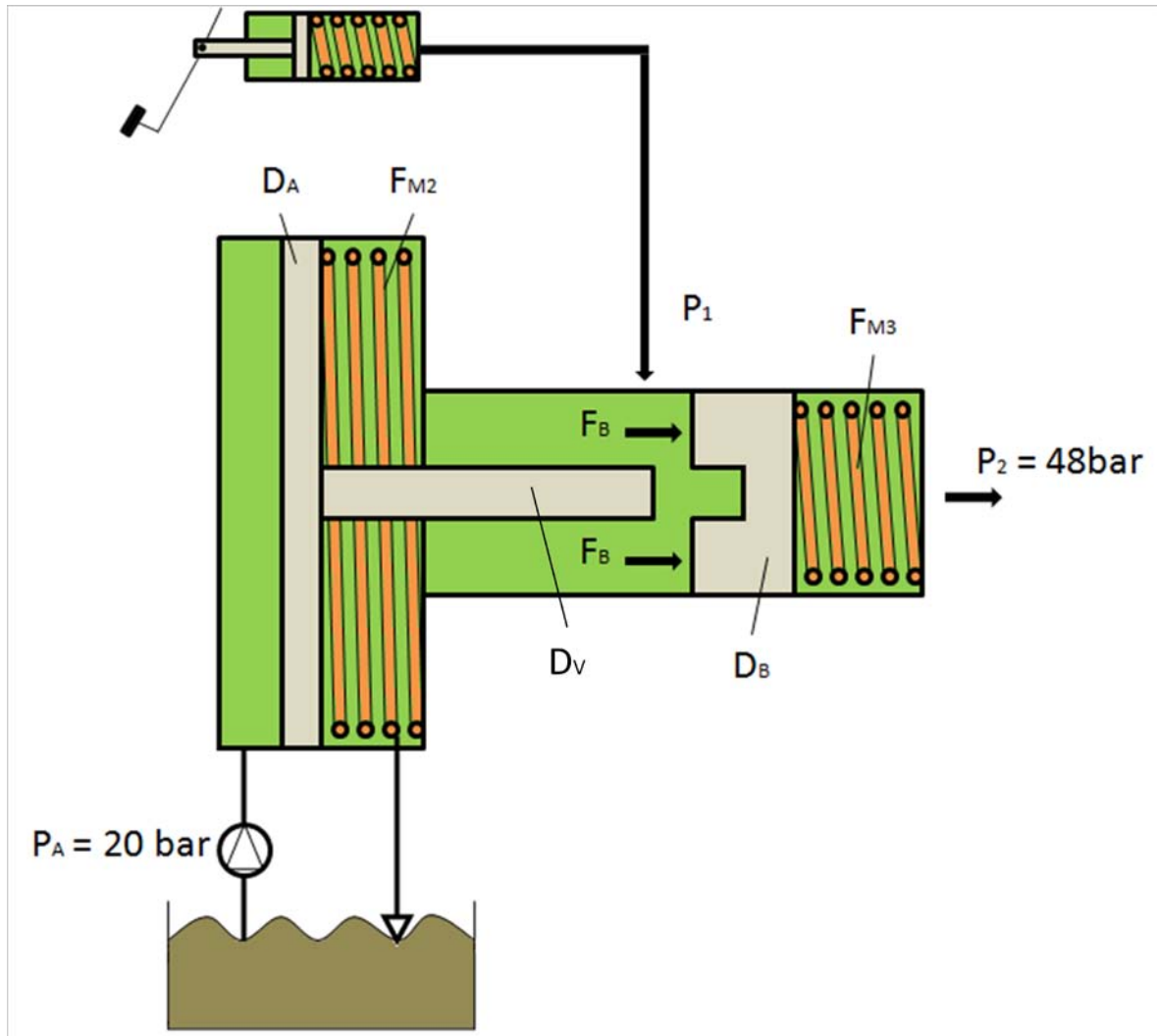
Exigidos

d) Comparar esta presión con la exigida para el cliente en el diseño:

- Si $P < P_{exigida}$ entonces este es el CM a utilizar.
- Si $P > P_{exigida}$ puede pasarse a un CM de menor calibre (con lo que se reduciría el recorrido del pedal), o a un pedal de menor ratio.
- Si $P = P_{exigida}$ entonces es necesario acudir a un equipo de ayuda, servofreno o booster.

En nuestro caso en concreto $P = 7,28\text{bar}$ 48bar , por lo que necesitamos la ayuda de un servofreno.

4.7.- SELECCIÓN DEL BOOSTER



Método de actuación:

- Calcular la fuerza que ejerce la presión del CM (P_1) sobre la sección B que tiene forma de anillo.



b) Calcular la sección de ayuda necesaria para generar la presión final de frenado.

c) Calcular la presión final del servofreno para un diámetro normalizado de A

4.8.- CÁLCULOS DE RESISTENCIA

A continuación se va a estudiar la presión que puede soportar el cuerpo del servofreno, en el caso de que se fabrique en fundición gris GG-20 ó GG-25.

La resistencia a la tracción de la aleación será de 20 kg/mm^2 .

Se realizan estos cálculos para comprobar que la presión en el interior del mando de freno va a ser soportada por las paredes del cuerpo de mando de freno, según la teoría de esfuerzos en cilindros.

Esfuerzos en cilindros:

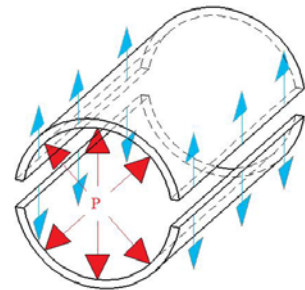
Un tubo sometido a la presión de un fluido que circula por su interior debe ofrecer la resistencia necesaria que impida la separación de sus partes.

Esta resistencia debe verificarse en dos planos distintos:

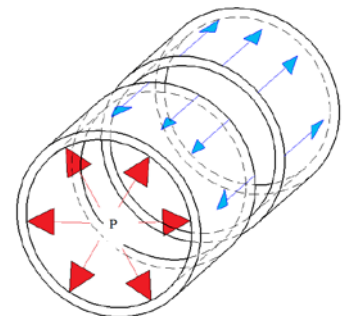
- En un plano longitudinal, paralelo a sus generatrices.
- En un plano transversal, normal a ellas.

Se considera un cilindro de diámetro interior d_i y espesor t , que está sometido a la presión P , igual en todos los puntos.

RESISTENCIA LONGITUDINAL:



RESISTENCIA TRANSVERSAL:





5.- PROCESO DE MONTAJE.

La descripción detallada (función, material, etc.) de los componentes que conforman el producto diseñado, así como las fases de montaje para la conformación total del producto vienen desarrolladas en el documento “Anexo de la memoria”.

6.- PRESUPUESTO.

En el apartado de presupuesto se mostrarán más detalladamente, pieza a pieza, el precio de cada una de ellas.

El presupuesto a realizar irá en función del tipo de fabricación empleado, ya que dicha fabricación puede darse de dos tipos:

- **Fabricación pieza a pieza:** Cuyo coste ascenderá a 100,50€aproximadamente cada unidad.

- **Fabricación en serie:** En este caso hablaremos de un precio aproximado por unidad de 51,35€



PAMPLONA, SEPTIEMBRE 2010

Firmado:

JOAQUÍN SAGARRA PÉREZ DE OBANOS



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

DOCUMENTO 2: CÁLCULOS

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010



INDICE:

1.- INTRODUCCIÓN. PRINCIPIO DE PASCAL	pág: 2
2.- DATOS FUNDAMENTALES DEL VEHÍCULO	pág: 3
3.- MAGNITUDES DEL EQUIPO	pág: 3
4.- DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS	pág: 5
4.1.- DATOS DE PARTIDA	
4.2.- CÁLCULOS DEL CILINDRO MAESTRO	
4.3.- SELECCIÓN DEL BOOSTER	
5.- CÁLCULOS DE RESISTENCIA	pág: 11
5.1.- CÁLCULOS PARA EL BOOSTER	pág: 12
5.1.1.- GROSOR DE LAS PAREDES DEL BOOSTER SECCIÓN B	
5.1.1.1.- CÁLCULO DE RESISTENCIA LONGITUDINAL	
5.1.1.2.- CÁLCULO DE RESISTENCIA TRANSVERSAL	
5.1.2.- GROSOR DE LAS PAREDES DEL BOOSTER SECCIÓN A	
5.1.2.1.- CÁLCULO DE RESISTENCIA LONGITUDINAL	
5.1.2.2.- CÁLCULO DE RESISTENCIA TRANSVERSAL	

CÁLCULOS

1.- INTRODUCCIÓN. PRINCIPIO DE PASCAL

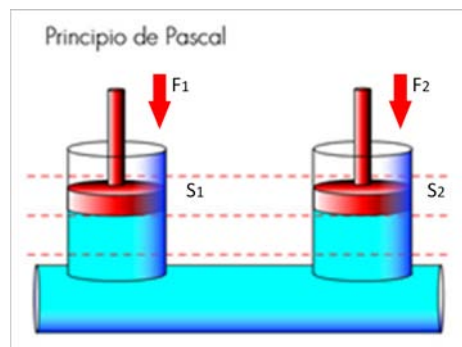
La base del funcionamiento del sistema principal de frenos es la transmisión de la fuerza a través de un fluido que aplica la presión ejercida por el conductor, para conseguir detener el coche con el mínimo esfuerzo posible.

El funcionamiento del circuito hidráulico está basado en el principio de Pascal, según el cual las moléculas de un líquido, al estar sueltas no sólo ejercen presión hacia abajo (el fondo) sino también sobre las paredes del recipiente que lo contiene. Pascal demostró que:

“La presión ejercida sobre un punto de un fluido que llena un recipiente hermético se transmite en su seno con la misma intensidad en todos los sentidos”.

Este principio es el fundamento de la prensa hidráulica, representada en la siguiente figura. Mediante un pistón de sección transversal pequeña S_1 , se ejerce una fuerza F_1 sobre un líquido. La presión se transmite a un cilindro más ancho de sección S_2 , sobre el que ejerce una fuerza F_2 mucho mayor.

— — —
Como $S_2 > S_1$ $F_2 > F_1$



Esto es muy importante, pues si se ejerce una presión F_1 sobre una superficie S_1 , otra superficie S_2 que sea 5, 10, 100 veces mayor ejercerá una fuerza F_2 5, 10, 100 veces mayor.

Mientras mayor sea la relación entre las áreas de los pistones, mayor será la fuerza ejercida sobre el pistón ancho.

El sistema de freno descrito en este proyecto está orientado para darle una utilización en vehículos como carretillas o excavadoras, es decir, vehículos con unas necesidades concretas.



2.- DATOS FUNDAMENTALES DEL VEHÍCULO:

P (bar): Presión necesaria para el frenado.

Presión necesaria en los frenos del vehículo y por tanto, presión que debe generarse en el CM.

En vehículos cuyo equipo de freno lleva ayuda de vacío, aire, aceite a presión, según la reglamentación puede exigirse una presión mínima para cada caso de frenada sin ayuda. Se va a definir como PV.

V (cm³): Volumen necesario en el circuito de frenos, para alcanzar la presión P de trabajo.

Este volumen consta de:

V1 volumen necesario en el circuito delantero.

V2 volumen necesario en el circuito trasero.

VD volumen necesario para las deformaciones existentes en el circuito, fundamentalmente en las tuberías flexibles, cuando se alcanza la presión de trabajo.

F (N): Fuerza admitida en el pedal para frenar.

Como orientación, en vehículos automóviles de turismo esta fuerza ronda los 300N; en vehículos “off high way” pueden ser 300N, 500N, 700N.

Cuando existe legislación para frenado sin ayuda, en vehículos que normalmente la llevan, fijarán una fuerza máxima FV para poder conseguir la presión PV.

Lp (mm): Carrera del pedal para conseguir el frenado.

Esta carrera puede estar comprendida entre 80mm y 150mm según las exigencias del diseñador para conseguir un pedal ergonómico y cómodo.

r: ratio de pedal

3.- MAGNITUDES DEL EQUIPO:

Las magnitudes del equipo que se definen en los párrafos siguientes, nos dan las dimensiones que ha de tener el equipo que satisfaga las exigencias del vehículo.

D_{CM} (mm): Diámetro del CM.

L (mm): Carrera necesaria en el CM para conseguir la volumetría V.

Una vez conseguida esa volumetría habrá que darle al CM una carrera extra de seguridad, y por tanto deberá tener una carrera total L_T.

El cálculo se hará para L y posteriormente se definirá L_T .

La carrera de uso es L , pero debe tener una disponibilidad de L_T .

Esta carrera L es la suma de dos magnitudes: L_U , carrera necesaria para alimentar V más la carrera muerta L_M del CM.

L_T (mm): Carrera necesaria para disponer de una seguridad.

L_P (mm): Carrera de uso del pedal. $L_P = L + r$

L_{TP} (mm): Carrera que debe tener disponible el pedal para seguridad del equipo.

$$L_{TP} = L_T + r$$

Magnitudes del booster:

D_B (mm): Diámetro del booster para generar ayuda.

D_V (mm): Diámetro del vástago del empujador booster.

S_B (cm²): sección del booster.

S_V (cm²): Sección del vástago del empujador.

S_A (cm²): sección útil de ayuda del booster. $S_A = S_B - S_V$

P_A (bar): Presión de ayuda $P_A = 15\text{bar a } 35\text{bar}$

F_M (kg): Fuerza del muelle de recuperación más rozamientos (estimado), con ayuda $F_M = 40\text{kg}$. (de 40kg a 60kg).

F_M (kg): Fuerza del muelle de recuperación (estimado), sin presión de ayuda

$F_M = 20\text{kg}$.

F_A (kg): Fuerza de ayuda del booster $F_A = (P_A \cdot S_A) / 40\text{kg}$

F_S (kg): Fuerza de salida del booster $F_S = (F + r) + F_A$

4.- DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS

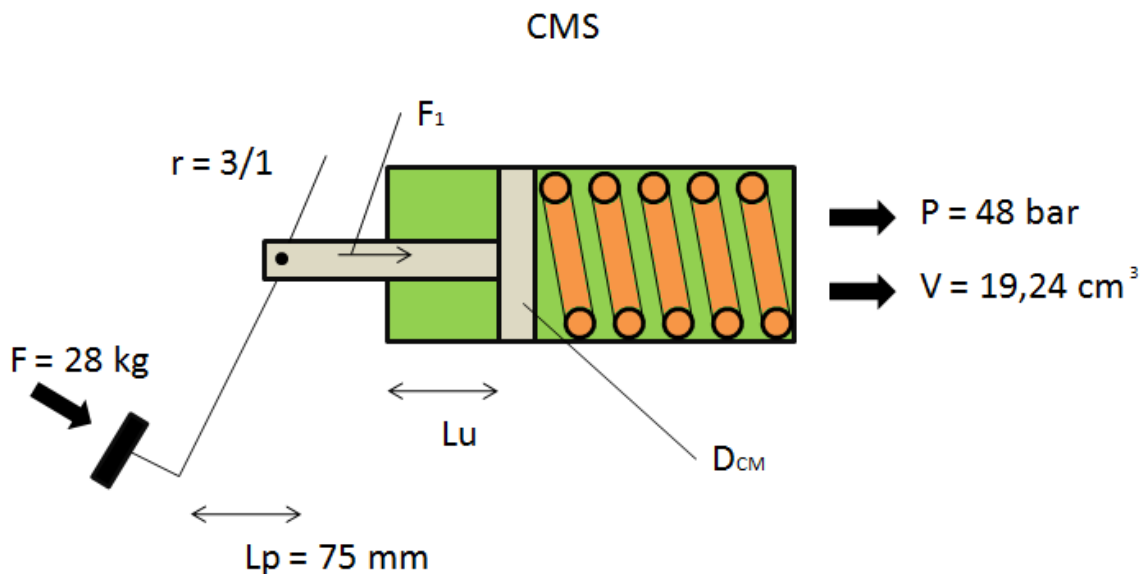
4.1.- DATOS DE PARTIDA

A continuación, y a partir de las exigencias impuestas por el cliente se muestra el proceso de cálculos para la elección del sistema óptimo.

En el apartado de la memoria los cálculos ya se mostraron de un modo menos detallado, aquí veremos su desarrollo completo.

Datos impuestos por el cliente:

- Ratio pedal: $r = 3$
- Presión de frenado: $P = 48\text{bar}$
- Fuerza ejercida sobre el pedal: $F = 28\text{kg}$
- Volumen necesario en el circuito de frenos: $V = 19,24\text{cm}^3$
- Carrera del pedal de freno: $L_p = 75\text{mm}$
- Presión del aceite del booster: $P_A = 20\text{bar}$



4.2.- CÁLCULOS DEL CILINDRO MAESTRO

Método de actuación:

a) Definir la carrera que tiene el cilindro maestro y la carrera útil del cilindro en función de la carrera del pedal de freno, calcular la fuerza que se ejerce sobre el CM.



— —

A este recorrido habrá que restarle 5 mm como coeficiente de seguridad y añadir 5 mm como carrera muerta.

Fuerza que se ejerce sobre el cilindro maestro.

b) Calcular el diámetro del CM con el volumen que desplaza y la carrera que tenemos.

— —
 — —
 — —

c) A partir de la sección del CM y de la fuerza aplicada en él, calcular la presión que puede generarse, tener en cuenta la fuerza necesaria para vencer el muelle del CM y rozamientos. Dicha fuerza será de 15 kg.

— —

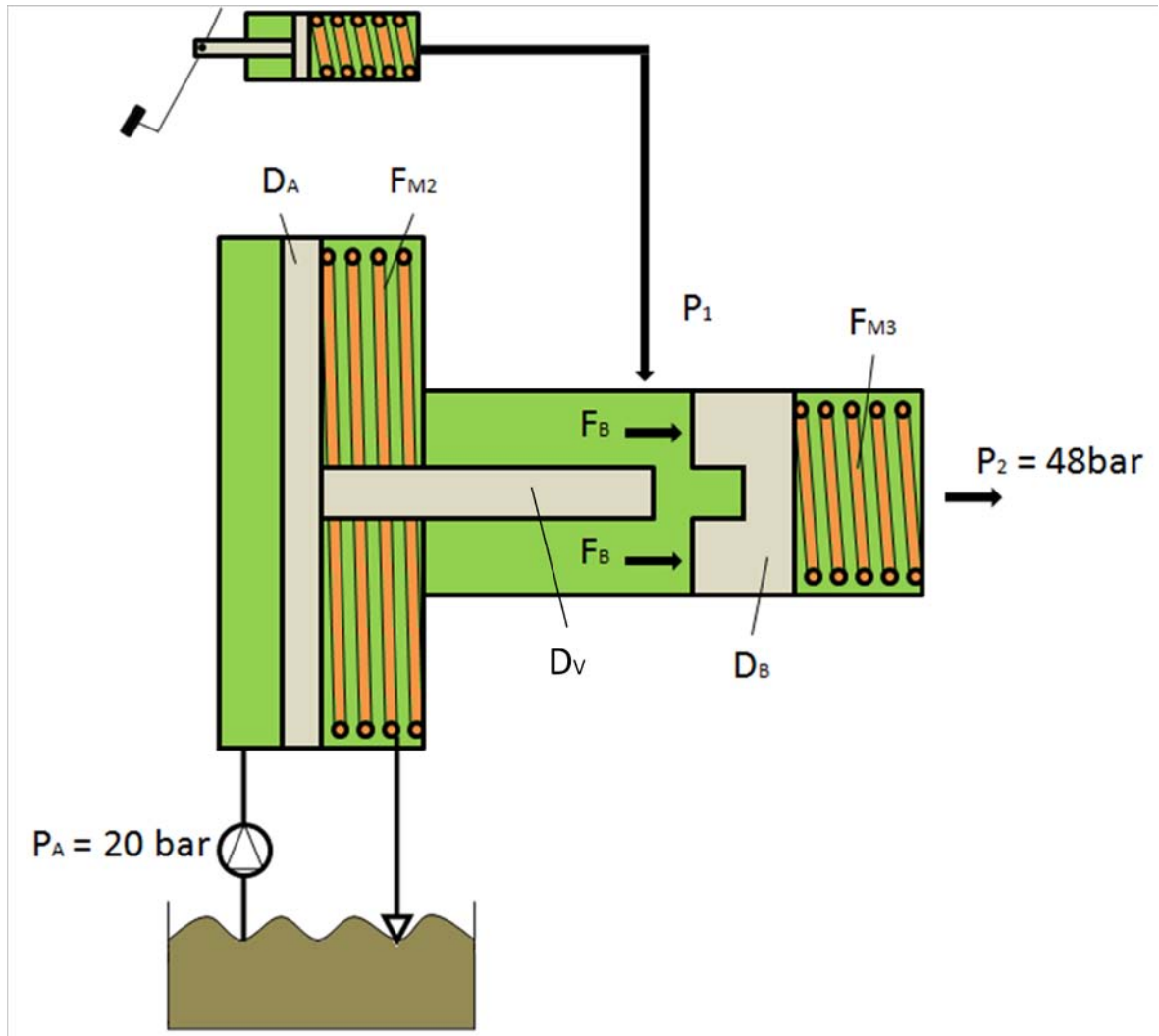
Exigidos

d) Comparar esta presión con la exigida para el cliente en el diseño:

- Si $P < P_{exigida}$ entonces este es el CM a utilizar.
- Si $P > P_{exigida}$ puede pasarse a un CM de menor calibre (con lo que se reduciría el recorrido del pedal), o a un pedal de menor ratio.
- Si $P = P_{exigida}$ entonces es necesario acudir a un equipo de ayuda, servofreno o booster.

En nuestro caso en concreto $P = 7,28\text{bar}$ 48bar , por lo que necesitamos la ayuda de un servofreno.

4.3.- SELECCIÓN DEL BOOSTER



Método de actuación:

- Calcular la fuerza que ejerce la presión del CM (P_1) sobre la sección B que tiene forma de anillo.

b) Calcular la sección de ayuda necesaria para generar la presión final de frenado.

c) Calcular la presión final del servofreno para un diámetro normalizado de A

Para llegar a estos datos finales antes realizamos los mismos cálculos para los siguientes casos.

Caso 1.- Tomamos contacto con unos primeros datos aproximados.

DA (mm)	DB (mm)	Dv (mm)	FB (kg)	P2 (bar)	FM2 (kg)	FM3 (kg)
36,90	22	8,5	23,54	48	40	15
36	22	8,5	23,54	45,28	40	15
38	22	8,5	23,54	51,39	40	15
35,39	22,2	8,5	24,05	48	20	15
35	22,2	8,5	24,05	46,88	20	15
36	22,2	8,5	24,05	49,76	20	15
35	35	8,5	65,91	23,21	20	15
38,1	38,1	8,5	78,87	23,85	20	15
41,3	41,3	8,5	93,40	24,36	20	15
38,1	25,4	8,5	32,76	44,56	20	15
41,3	25,4	8,5	32,76	52,43	20	15



Caso 2.- Reducimos la fuerza del muelle y ampliamos la sección de salida.

DA (mm)	DB (mm)	Dv (mm)	FB (kg)	P2 (bar)	FM2 (kg)	FM3 (kg)
36,90	22	8,5	23,54	48	40	15
36	22	8,5	23,54	45,28	40	15
38	22	8,5	23,54	51,39	40	15
35,39	22,2	8,5	24,05	48	20	15
35	22,2	8,5	24,05	46,88	20	15
36	22,2	8,5	24,05	49,76	20	15
35	35	8,5	65,91	23,21	20	15
38,1	38,1	8,5	78,87	23,85	20	15
41,3	41,3	8,5	93,40	24,36	20	15
38,1	25,4	8,5	32,76	44,56	20	15
41,3	25,4	8,5	32,76	52,43	20	15

Caso 3.- Calculamos las presiones finales para un diámetro normalizados constante del servofreno.

DA (mm)	DB (mm)	Dv (mm)	FB (kg)	P2 (bar)	FM2 (kg)	FM3 (kg)
36,90	22	8,5	23,54	48	40	15
36	22	8,5	23,54	45,28	40	15
38	22	8,5	23,54	51,39	40	15
35,39	22,2	8,5	24,05	48	20	15
35	22,2	8,5	24,05	46,88	20	15
36	22,2	8,5	24,05	49,76	20	15
35	35	8,5	65,91	23,21	20	15
38,1	38,1	8,5	78,87	23,85	20	15
41,3	41,3	8,5	93,40	24,36	20	15
38,1	25,4	8,5	32,76	44,56	20	15
41,3	25,4	8,5	32,76	52,43	20	15



Caso 4.- Calculamos la presión final para los diámetros normalizados.

DA (mm)	DB (mm)	Dv (mm)	FB (kg)	P ₂ (bar)	FM ₂ (kg)	FM ₃ (kg)
36,90	22	8,5	23,54	48	40	15
36	22	8,5	23,54	45,28	40	15
38	22	8,5	23,54	51,39	40	15
35,39	22,2	8,5	24,05	48	20	15
35	22,2	8,5	24,05	46,88	20	15
36	22,2	8,5	24,05	49,76	20	15
35	35	8,5	65,91	23,21	20	15
38,1	38,1	8,5	78,87	23,85	20	15
41,3	41,3	8,5	93,40	24,36	20	15
38,1	25,4	8,5	32,76	44,56	20	15
41,3	25,4	8,5	32,76	52,43	20	15

Caso5.- Calculamos la presión final para los diámetros normalizados.

DA (mm)	DB (mm)	Dv (mm)	FB (kg)	P ₂ (bar)	FM ₂ (kg)	FM ₃ (kg)
36,90	22	8,5	23,54	48	40	15
36	22	8,5	23,54	45,28	40	15
38	22	8,5	23,54	51,39	40	15
35,39	22,2	8,5	24,05	48	20	15
35	22,2	8,5	24,05	46,88	20	15
36	22,2	8,5	24,05	49,76	20	15
35	35	8,5	65,91	23,21	20	15
38,1	38,1	8,5	78,87	23,85	20	15
41,3	41,3	8,5	93,40	24,36	20	15
38,1	25,4	8,5	32,76	44,56	20	15
41,3	25,4	8,5	32,76	52,43	20	15

En este último caso obtenemos una presión final superior a 48 bar y lo hacemos con diámetros normalizados.

5.- CÁLCULOS DE RESISTENCIA

A continuación se va a estudiar la presión que puede soportar el cuerpo del servofreno, en el caso de que se fabrique en fundición gris GG-20 ó GG-25.

La resistencia a la tracción de la aleación será de 20 kg/mm^2 .

Se realizan estos cálculos para comprobar que la presión en el interior del mando de freno va a ser soportada por las paredes del cuerpo de mando de freno, según la teoría de esfuerzos en cilindros.

Esfuerzos en cilindros:

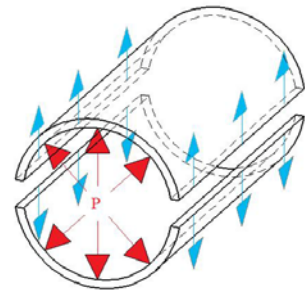
Un tubo sometido a la presión de un fluido que circula por su interior debe ofrecer la resistencia necesaria que impida la separación de sus partes.

Esta resistencia debe verificarse en dos planos distintos:

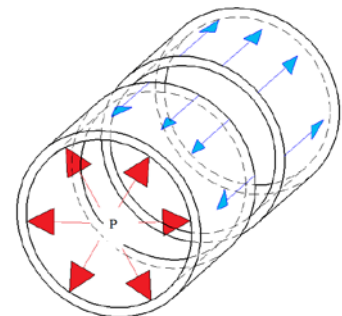
- En un plano longitudinal, paralelo a sus generatrices.
- En un plano transversal, normal a ellas.

Se considera un cilindro de diámetro interior d_i y espesor t , que está sometido a la presión P , igual en todos los puntos.

RESISTENCIA LONGITUDINAL:



RESISTENCIA TRANSVERSAL:



5.1.- CÁLCULOS PARA EL BOOSTER

Dividiremos el servofreno en dos partes, la primera será la sección B donde tendremos la presión que nos da el CM, y la segunda será la sección A donde la presión nos la da la bomba de aceite. El cilindro del servofreno está sometido a una presión determinada en ambas partes. Es por ello que el grosor de dicho cilindro deberá tener unas dimensiones mínimas para soportar dichas presiones.

5.1.1.- GROSOR DE LAS PAREDES DEL BOOSTER SECCIÓN B

Datos de partida:

d_i = diámetro interior del booster = 25,4 mm

= límite de rotura del material = $20 \text{ kg/mm}^2 = 196,2 \text{ N/mm}^2$

P_B = presión a la que van a estar sometidas las paredes = 48 bar = $4,8 \text{ N/mm}^2$

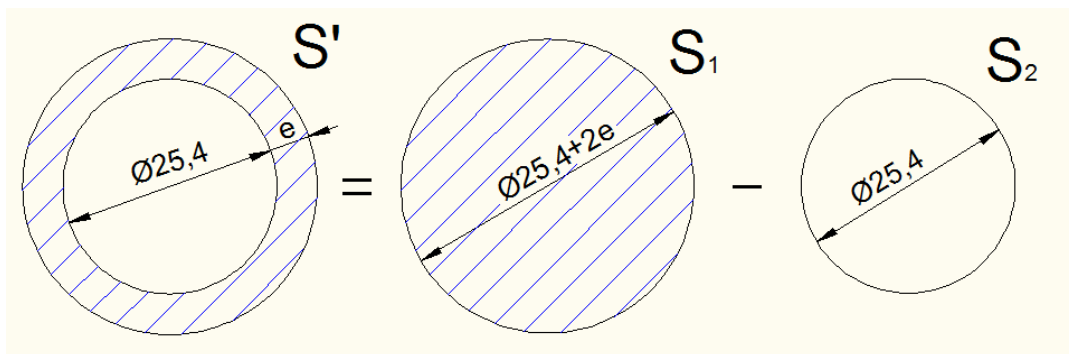
a) Calcular la fuerza que ejerce el fluido a presión sobre las paredes del servofreno:

— —

b) Calcular la sección necesaria de este material para soportar dicha fuerza:

— — —

c) Calcular el espesor mínimo de las paredes:



— —

Con este espesor mínimo no podemos trabajar, necesitamos al menos 5 mm de espesor para taladros y roscas, con este nuevo espesor cumple con creces el mínimo solicitado.

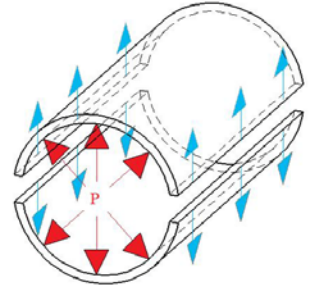
5.1.1.1- CÁLCULO DE RESISTENCIA LONGITUDINAL

Datos de partida:

d_i = diámetro interior de la cámara = 25,4 mm

t_i = espesor de la pared de la cámara = 5 mm

= resistencia a la tracción = $20 \text{ kg/mm}^2 = 196,2 \text{ N/mm}^2$



El coeficiente de seguridad será _____

El hecho de que el coeficiente sea un valor tan alto es debido a que, por motivos de fabricación, el cuerpo de la bomba no se puede hacer de menor grosor y por lo tanto es mucho mayor que el exigido.

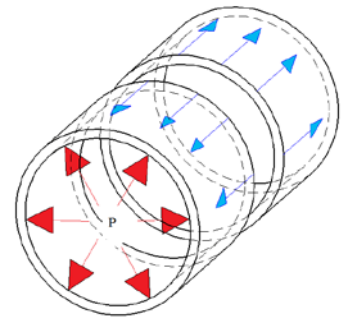
5.1.1.2.- CÁLCULO DE RESISTENCIA TRANSVERSAL

Datos de partida:

d_i = diámetro interior de la cámara = 25,4 mm

t_i = espesor de la pared de la cámara = 5 mm

= resistencia a la tracción = $20 \text{ kg/mm}^2 = 196,2 \text{ N/mm}^2$



El coeficiente de seguridad será _____

El hecho de que el coeficiente sea un valor tan alto es debido a que, por motivos de fabricación, el cuerpo de la bomba no se puede hacer de menor grosor.

5.1.2.- GROSOR DE LAS PAREDES DEL BOOSTER SECCIÓN A

Datos de partida:

d_i = diámetro interior del booster = 41,3 mm

= límite de rotura del material = $20 \text{ kg/mm}^2 = 196,2 \text{ N/mm}^2$

P_B = presión a la que van a estar sometidas las paredes = 20 bar = $2,0 \text{ N/mm}^2$

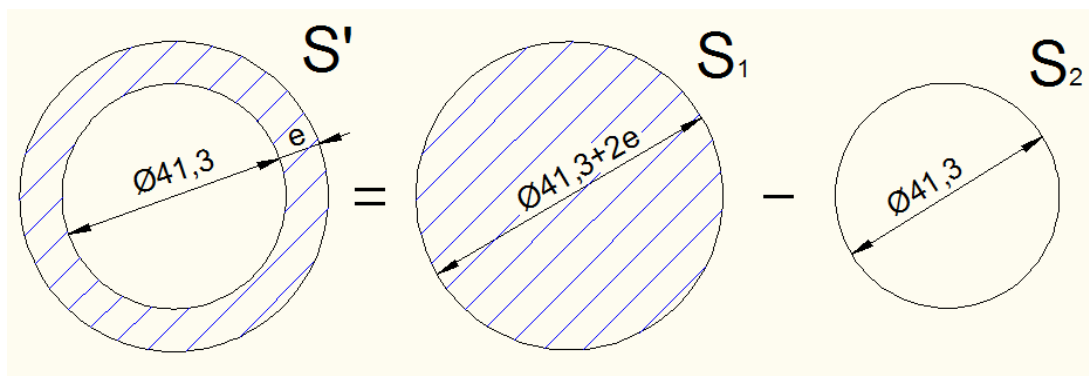
a) Calcular la fuerza que ejerce el fluido a presión sobre las paredes del servofreno:

— —

b) Calcular la sección necesaria de este material para soportar dicha fuerza:

— — —

c) Calcular el espesor mínimo de las paredes:



— —

Con este espesor mínimo no podemos trabajar, necesitamos al menos 5 mm de espesor para taladros y roscas, con este nuevo espesor cumple con creces el mínimo solicitado.

5.1.2.1.- CÁLCULO DE RESISTENCIA LONGITUDINAL

Datos de partida:

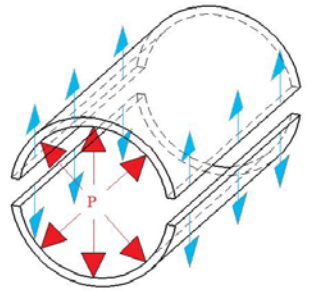
d_i = diámetro interior de la cámara = 41,3 mm

t_i = espesor de la pared de la cámara = 5 mm

= resistencia a la tracción = $20 \text{ kg/mm}^2 = 196,2 \text{ N/mm}^2$

El coeficiente de seguridad será _____

El hecho de que el coeficiente sea un valor tan alto es debido a que, por motivos de fabricación, el cuerpo de la bomba no se puede hacer de menor grosor y por lo tanto es mucho mayor que el exigido.



5.1.2.2.- CÁLCULO DE RESISTENCIA TRANSVERSAL

Datos de partida:

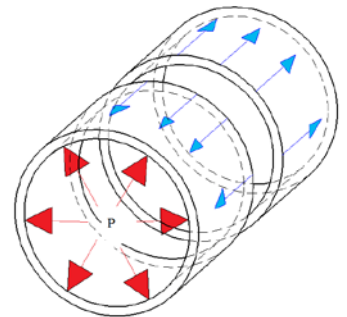
d_i = diámetro interior de la cámara = 41,3 mm

t_i = espesor de la pared de la cámara = 5 mm

= resistencia a la tracción = $20 \text{ kg/mm}^2 = 196,2 \text{ N/mm}^2$

El coeficiente de seguridad será _____

El hecho de que el coeficiente sea un valor tan alto es debido a que, por motivos de fabricación, el cuerpo de la bomba no se puede hacer de menor grosor.





PAMPLONA, SEPTIEMBRE 2010

Firmado:

JOAQUÍN SAGARRA PÉREZ DE OBANOS



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

DOCUMENTO 3: PLANOS

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

DOCUMENTO 4: PLIEGO DE CONDICIONES

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010



INDICE:

1.- DESCRIPCION DEL PROYECTO, OBJETIVOS	pág: 2
2.- CONDICIONES A CUMPLIMENTAR	pág: 3
2.1.- EXIGENCIAS DE CLIENTE	
2.2.- FLUIDOS DE TRABAJO	
3.- NORMAS Y REGLAMENTOS	pág: 5
3.1.- ESPECIFICACIÓN DE LOS PRODUCTOS	
3.2.- NORMAS DE UTILLAJE NORMALIZADO	
3.3.- CONDICIONES TÉCNICAS DE LAS PIEZAS	
3.4.- CONDICIONES DE MONTAJE	
3.5.- NORMAS DE APOYO	
4.- ENSAYOS	pág: 8
4.1.- ENSAYOS DE FUNCIONALIDAD	
4.2.- ENSAYOS DE VIDA	
4.3.- ENSAYOS DESTRUCTIVOS	
4.4.- PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD	
5.- CONDICIONES ECONÓMICAS	pág: 15



PLIEGO DE CONDICIONES

1.- DESCRIPCION DEL PROYECTO, OBJETIVOS

Hoy en día y dependiendo de las necesidades a cubrir con la frenada, existen distintos tipos de sistemas de freno.

En este proyecto y para el tipo de vehículos pesados como es una excavadora o tractor, el objetivo del proyecto va a ser detenerlo en el menor espacio y de un modo suave sin que produzca vibraciones ni molestias para el conductor.

Para desarrollar esta actividad será necesario:

- Un cilindro maestro.
- Un dispositivo de asistencia, servofreno.

El dispositivo de asistencia o servofreno puede ser de dos tipos:

- MASTERVAC: Este sistema se acopla entre el pedal y el cilindro maestro, esto implica la implantación del servofreno en un lugar impuesto por la situación de freno.
- HIDROVAC: Este sistema se instala entre el cilindro maestro y los cilindros receptores y puede ubicarse en cualquier lugar del vehículo.

En este proyecto que nos ocupa, el cliente nos proporciona el cilindro maestro, con unas dimensiones preestablecidas y la bomba de ayuda de 20 bar. Desea que le diseñemos un sistema hidráulico de frenada con un diseño hidrovac y una salida final como mínimo de 48 bares.

Como ya hemos mencionado antes la frenada debe producirse de un modo suave, sin producir molestias al conductor. Por ello hemos de diseñar un sistema que regule la entrada de presión en el servofreno.



2.- CONDICIONES A CUMPLIMENTAR

2.1.- EXIGENCIAS DE CLIENTE

Para conseguir las prestaciones y las características necesarias del mando de freno, se parte de una serie de datos iniciales que a continuación se describen:

- Esfuerzo máximo proporcionado por el conductor sobre el cilindro maestro

85 kg = 833 N.

- Presión del líquido de frenos para que se venza la resistencia de los discos 48 bar mínimo.

- Diámetro interior del cilindro maestro 35 mm.

- Carrera útil del cilindro maestro 20 mm.

- Carrera muerta del conjunto estimada es de 5 mm.

- Presión hidráulica de ayuda del aceite de booster, que se suma a la fuerza aplicada por el conductor: 20 bar.

- Ratio del pedal, es decir, relación de la fuerza en la palanca del pedal de freno 3/1.



2.2.- FLUIDOS DE TRABAJO

El fluido de frenos es el encargado de transmitir la presión necesaria para actuar directamente sobre las zapatas de freno de la rueda.

Por tanto, el líquido de frenos debe poseer unas características muy definidas. El líquido resulta complejo en cuanto a su composición y responde a las normas UNE 26090 y UNE 26-106.

Actualmente se utilizan aceites vegetales y minerales, ya que ofrecen una gran estabilidad para las condiciones cada día más severas de presión y temperaturas a las que están sometidos.

El líquido de frenos debe cumplir las siguientes exigencias:

- Debe poseer una *temperatura de ebullición elevada*, que en general, oscila entre 230° y 240°C para líquidos nuevos.
- Debe ser poco *higroscópico*, es decir, poca capacidad de absorber agua. A pesar de ser poco higroscópicos, con el tiempo van absorbiendo humedad por el respiradero del tapón. La presencia de agua en el líquido aumenta su poder corrosivo, rebaja la temperatura de ebullición y eleva la de congelación, por lo que se recomienda cambiar el líquido del circuito cada dos años.
- Dado que el líquido de frenos está en contacto permanente con los componentes del circuito (gomas, acero, etc.), deberá poseer *propiedades anticorrosivas* que impidan la interacción química entre ellos, que supone el deterioro de los componentes. Por esta razón no debe mezclarse jamás un líquido mineral con otro sintético.
- Los líquidos usuales están compuestos por, aproximadamente, un 98% de éter-glicol y un 2% de aditivos contra la degradación química por efecto del calor y la corrosión. Se pueden mezclar entre si siempre que estén homologados.
- El punto de congelación deberá ser bajo (menor de -40°C).
- Tiene que ser resistente a la descomposición con la temperatura.
- Por último, los líquidos de frenos deben tener, además, una buena conductividad térmica, la temperatura de solidificación debe ser baja y su viscosidad debe mantenerse estable dentro del margen de temperaturas de trabajo.



3.- NORMAS Y REGLAMENTOS

3.1.- ESPECIFICACIÓN DE LOS PRODUCTOS

Mediante la Ley 18/1989, el Real Decreto Legislativo 339/1990 y las directrices de la CEE se regulan todos los aspectos que conciernen a la seguridad vial y a la circulación de vehículos automóviles. Esta regulación, que ha modificado de manera sustancial el Código de Circulación, ha generado también legislación sobre las normas que deben cumplir, de manera obligatoria, los sistemas de freno para automóviles. En estas normas se exige que los vehículos automóviles dispongan de un freno de servicio, de un freno de estacionamiento y de un freno de socorro; estos sistemas de frenos deben garantizar unos mínimos de seguridad para los usuarios de los vehículos automóviles y para los demás usuarios de las vías públicas.

- **Frenado de servicio:** Debe permitir el control del movimiento del vehículo y pararlo de manera segura, rápida y eficaz, cualquiera que sean las condiciones de velocidad y de carga, sea ascendente o descendente la pendiente sobre la que el vehículo se encuentre.
- **Frenado de estacionamiento:** Debe permitir mantener un vehículo inmóvil sobre una pendiente ascendente o descendente, incluso en ausencia del conductor.
- **Frenado de socorro:** Debe parar el vehículo en todo momento dentro del límite de una distancia razonable, y principalmente, en el caso de fallo del dispositivo de servicio.

La existencia de estos tres aspectos del freno no implica que el vehículo deba estar provisto de tres sistemas de freno distintos. Actualmente, en los automóviles, el freno de estacionamiento hace también la función de freno de socorro, lo que implica que el vehículo está provisto de dos sistemas independientes.

3.2.- NORMAS DE UTILLAJE NORMALIZADO

- DIN 422: Anillos de seguridad internos para agujeros.
- SAE AS-568 A: Juntas tóricas.
- ISO 2338 (DIN 7): Pasadores cilíndricos.
- ISO 7089: Arandelas de serie normal, acero.
- ISO 7089: Arandelas planas, serie normal.



3.3.- CONDICIONES TÉCNICAS DE LAS PIEZAS

Todas las piezas utilizadas que componen el diseño deberán estar realizadas acorde a los planos incluidos en el proyecto, en los cuales se especifican sus dimensiones y características más importantes.

Para el montaje de los primeros prototipos se comprobarán todas las cotas, y de esta comprobación quedará constancia escrita antes de proceder al montaje de dicho prototipo.

El conformado, con o sin arranque de viruta, así como los tratamientos posteriores deberán realizarse acorde con las especificaciones del proyecto y supervisadas por un técnico.

3.4.- CONDICIONES DE MONTAJE

El montaje de las diferentes piezas que componen el dispositivo, se hará realizándose el mayor número de tareas de forma automatizada y por control electrónico.

Cada una de las piezas será manipulada con cuidado, evitando golpes y arañazos que puedan dañar su geometría o superficie.



3.5.- NORMAS DE APOYO

TIPO	Nº	Vigencia de la Norma	Denominación
DIN	1961	05/85	Hierro fundido con grafito: Fundición gris.
DIN	1725	05/77	Aleaciones de Aluminio; aleaciones forjables.
DIN	3852 (p.1)	09/78	Espigas roscadas. Agujeros roscados.
DIN	3852 (p.2)	10/64	Espigas roscadas. Agujeros roscados.
DIN	6799	09/81	Arandelas de seguridad.
DIN	1314	02/77	Presión, conceptos, unidades.
DIN	823	05/80	Dibujos técnicos, formatos, escalas.
DIN	01511	04/78	Dispositivos de modelos de fundición; preparación y calidad.
UNE	22768	02/94	Tolerancias generales. Parte 2: Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia.
DIN	17223	12/84	Alambre de acero para muelles redondos, prescripción de calidad. Alambre para muelles patentado y estirado de acero sin alear.
UNE	26090	1988	Vehículos automóviles. Frenos hidráulicos. Líquido para frenos de base petrolífera y circuitos centralizados. Especificaciones.
UNE	12507	2001	Servicio de transporte.



4.- ENSAYOS.

Una vez se tienen todas las piezas con sus correspondientes especificaciones, se procede a su montaje, incluyendo también el llenado con fluido de frenos de los circuitos.

Tras esto se llevarán a cabo una serie de ensayos para verificar el comportamiento correcto del producto.

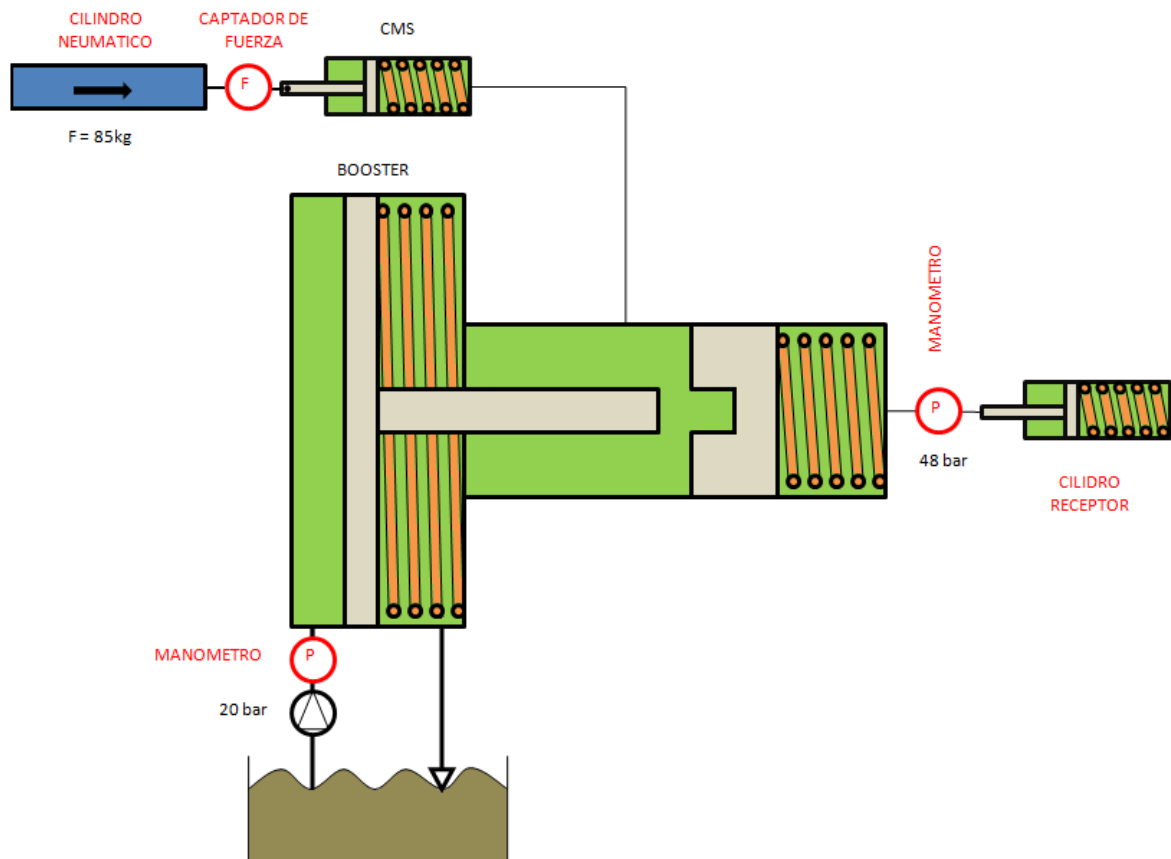
Para ello se dispondrá de un banco de pruebas de servofreno.

Los tipos de ensayo que se realizarán serán:

- Ensayo de funcionalidad.
- Ensayo de vida.
- Ensayos destructivos.
- Pruebas de estanqueidad.

4.1.- ENSAYOS DE FUNCIONALIDAD.

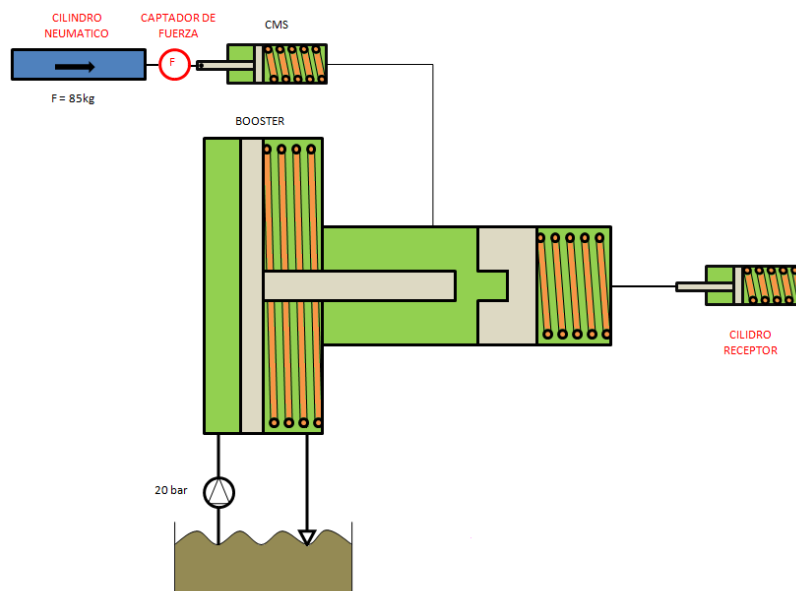
a) En un banco de pruebas, preparado al efecto se aplicará una fuerza de 85 kg con un cilindro neumático y se deberá obtener una presión de 48 bar mínimo cuando el booster llegue a una presión de ayuda de 20 bar.



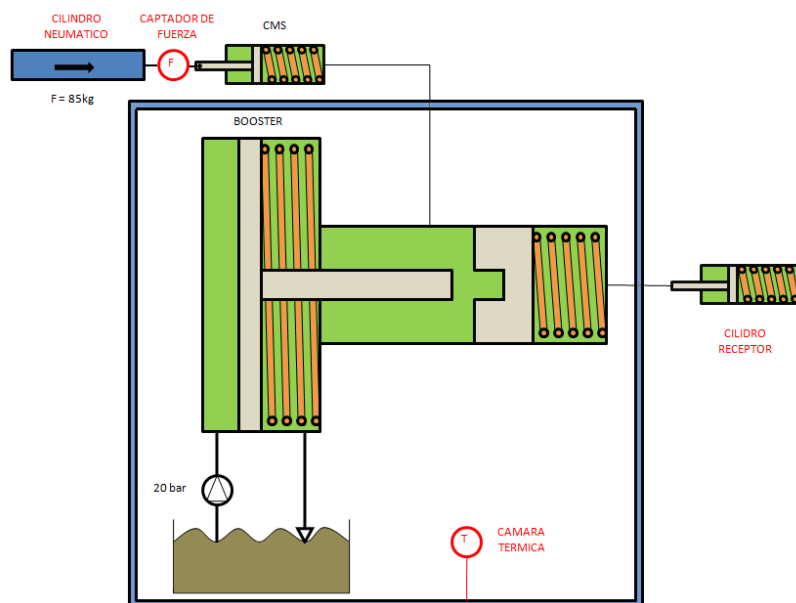
b) Repetir el procedimiento anterior, se medirá la distancia que recorre el pistón hasta que se logran los 48 bar en la salida del servofreno, comprobando que no excede de los 20mm exigidos de carrera útil.

4.2.- ENSAYOS DE VIDA.

a) Basándonos en las exigencias de vida del producto, se le someterá a un ensayo de 10^6 ciclos a temperatura ambiente.



b) El mismo procedimiento para un ensayo de 10^3 ciclos a 100°C de temperatura.

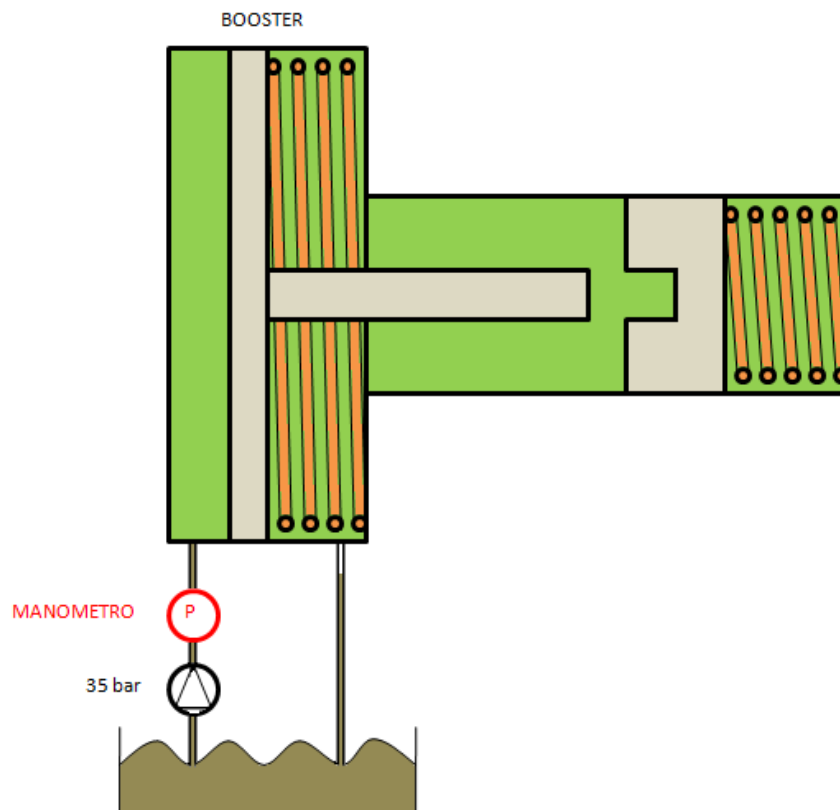


c) El mismo procedimiento para un ensayo de 10^3 ciclos a -20°C de temperatura.

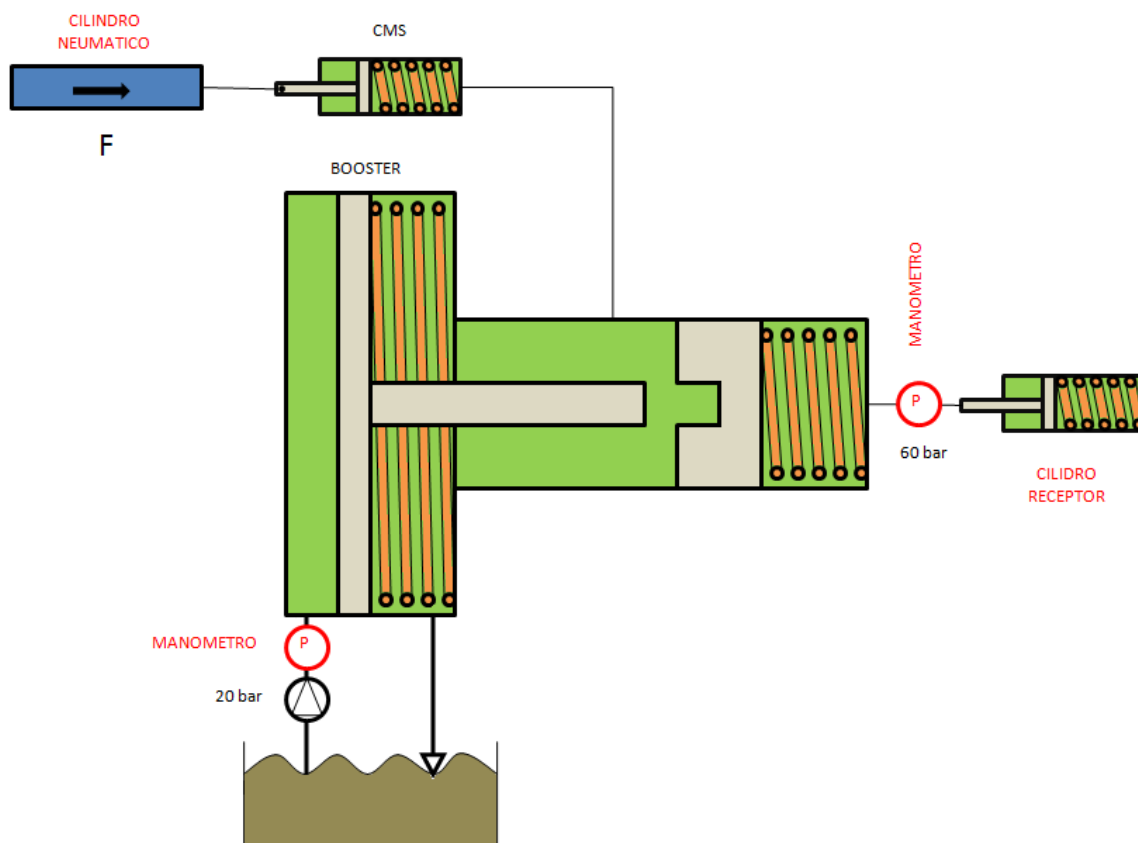
4.3.- ENSAYOS DESTRUCTIVOS.

Los ensayos se realizan una sola vez y luego se procederá al desmontaje y estudio de cada una de las piezas para comprobar si han sufrido algún tipo de deterioro. No se deberán observar deformaciones ni roturas y además el producto deberá seguir respondiendo a las exigencias funcionales.

- a) Booster. Se aplicará una presión de 35 bar. sin que el producto sufra deterioro.

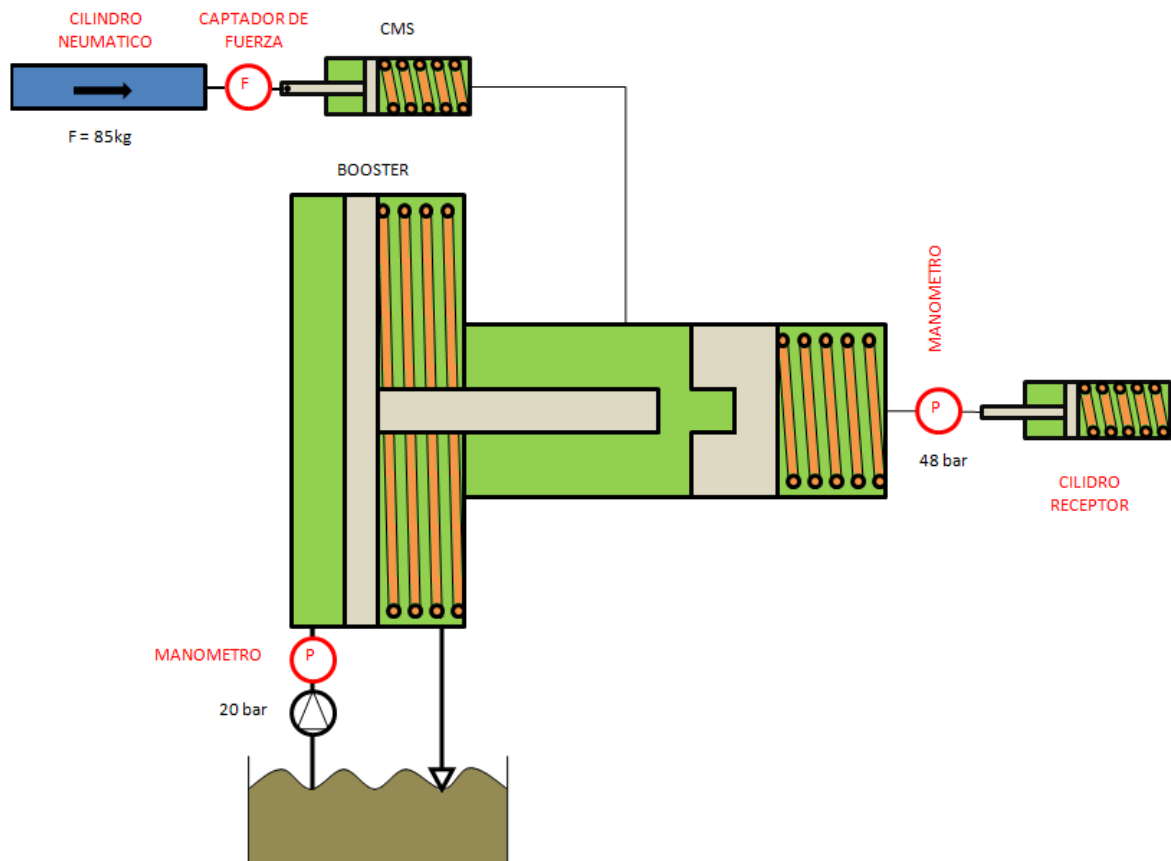


- b) Aplicando al booster una presión de trabajo de 20 bar. se aplicará sobre el pedal la fuerza necesaria para alcanzar en la salida 60 bar de presión.



4.4.- PRUEBAS DE ESTANQUEIDAD.

a) Estanqueidad del servofreno, aplicando la fuerza necesaria para conseguir 48 bar en la salida. Observamos si la presión baja en 5 minutos más de 5 bar. De ser así se desecha el servofreno.

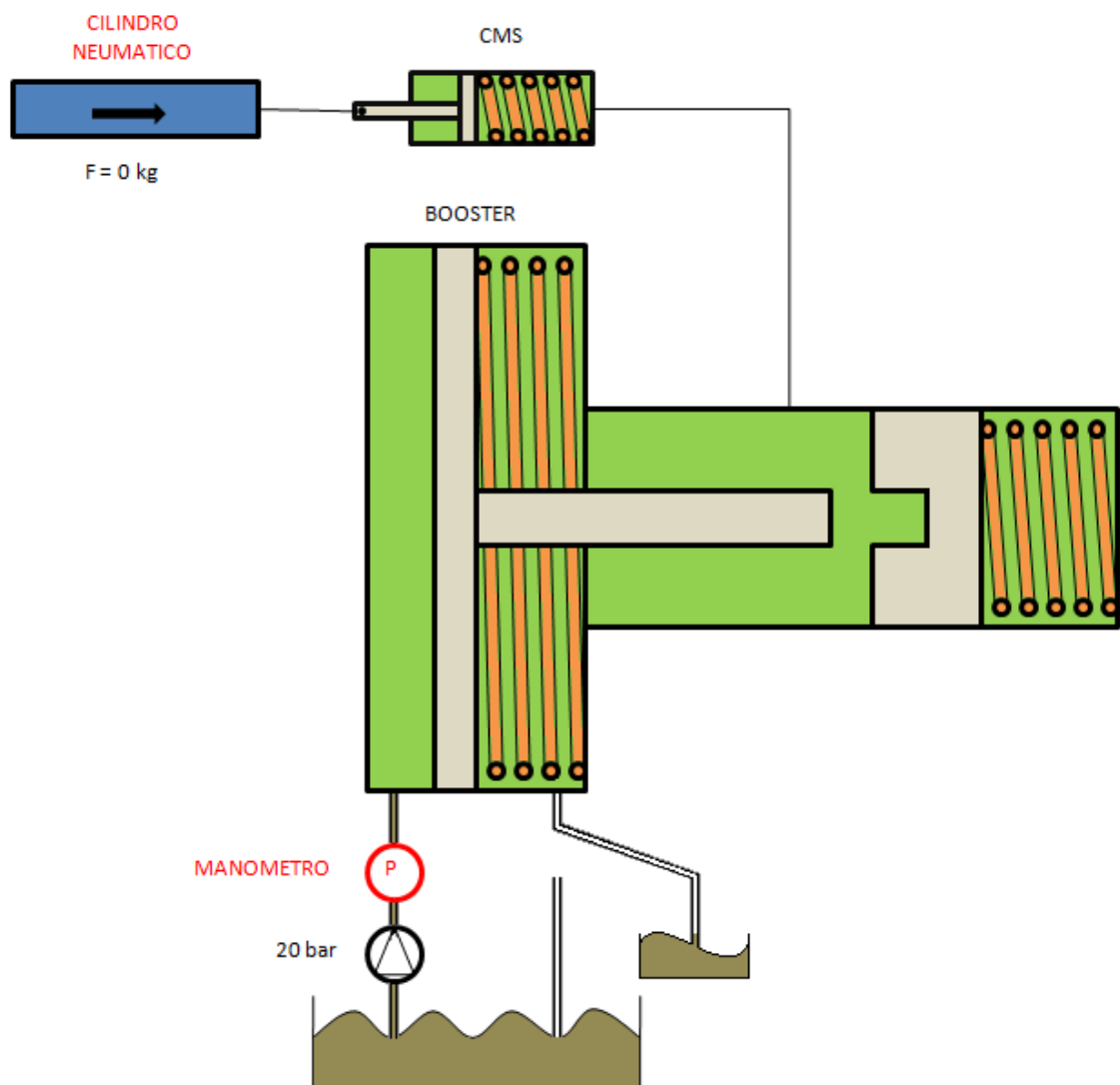


Otra forma de ver si existen fugas es observando el pedal. Si para mantener la presión de 48 bar el pedal está continuamente desplazándose supondrá que existe fuga.

b) Fugas en el booster

1.- Manteniendo el pedal de freno sin pisar, comprobar que si hay fugas, estas son de menos de 1 cm^3 por minuto.

Esta comprobación se podrá hacer de forma visual colocando las canalizaciones de un material transparente para poder ver si hay circulación del líquido y colocando un recipiente para la recogida del líquido fugado.



2.- Pisando el pedal de freno, comprobamos que el volumen de aceite que se escapa es menor de 2 cm^3 por minuto.



5.- CONDICIONES ECONÓMICAS

No existen condiciones económicas para este proyecto, ya que se trata de un prototipo.

El presupuesto servirá como base para posibles ofertas del producto.



PAMPLONA, SEPTIEMBRE 2010

Firmado:

JOAQUÍN SAGARRA PÉREZ DE OBANOS



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

DOCUMENTO 5: PRESUPUESTO

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010



INDICE:

1.- PROCESO DE FABRICACIÓN	pág: 2
2.- SECCIÓN DEL SERVOFRENO	pág: 3
3.- TABLA DE COSTES DE FABRICACIÓN PIEZA A PIEZA	pág: 4
4.- TABLA DE COSTES DE FABRICACIÓN EN SERIE	pág: 5



PRESUPUESTO

1.- PROCESO DE FABRICACIÓN

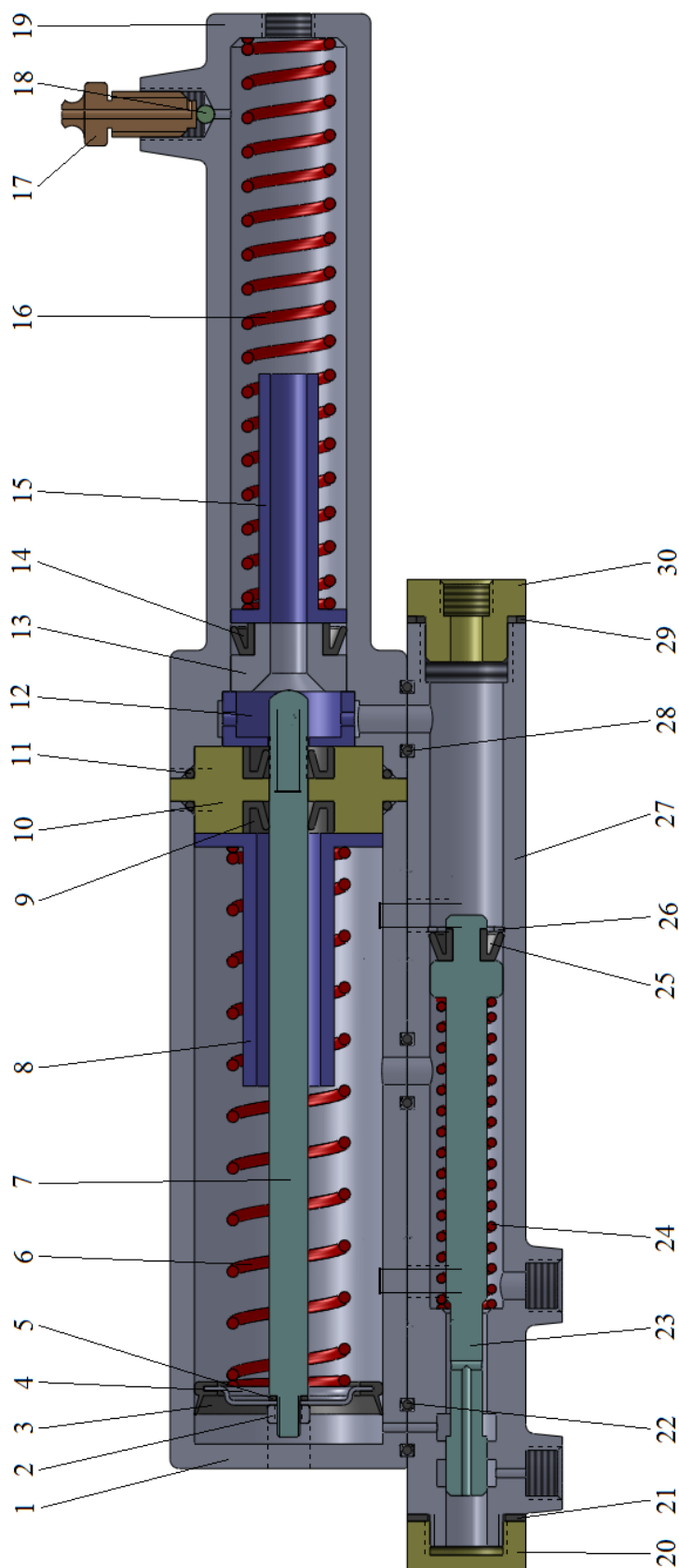
El presupuesto a realizar irá en función del tipo de fabricación empleado, ya que dicha fabricación puede darse de dos tipos:

- **Fabricación pieza a pieza:** Orientada a la venta de piezas sueltas destinadas a repuestos, intercambio... Para este proceso no se tendrán en cuenta inversiones, sólo el costo de cada pieza en particular.

- **Fabricación en serie:** Se trata de fabricar una determinada cantidad de unidades mensuales, de montajes de servofrenos completos, ya dispuestos para el amarre de estos al chasis del vehículo. En este caso sí que se tendrá en cuenta inversiones destinadas a dicha producción en serie.

A continuación se adjunta un dibujo de la sección del prototipo del servofreno hidráulico con sus correspondientes componentes señalizados, a los cuales se hará referencia durante la elaboración del presupuesto.

2.- SECCIÓN DEL SERVOFRENO



1-Cuerpo cilindro presión, 2-Tuerca M5, 3-Goma retención booster, 4-Plato, 5-Arandela de caucho, 6-Muelle recuperación booster, 7-Empujador, 8-Casquillo muelle booster, 9-Retén, 10-Cuerpo de unión, 11- Junta tórica 41.3, 12-Casquillo de paso, 13-Casquillo empujador, 14-Retén, 15-Casquillo muelle, 16-Muelle recuperación cilindro hidráulico, 17-Purgador, 18-Esfera del purgador, 19-cuerpo del cilindro hidráulico, 20-Tapón izq., 21-Arandela cierre izq., 22-Junta tórica 8, 23-Pistón de mando, 24-Muelle recuperación pistón de mando, 25-Retén pistón de mando, 26-Arandela de seguridad, 27-Cuerpo de válvula de mando, 28-Junta tórica 12, 29-Arandela cierre dch., 30-Tapón dch., 31-Tornillo M6x22, 32-Pasador 6, 33-Tornillo M6x30



3.- TABLA DE COSTES DE FABRICACIÓN PIEZA A PIEZA

DENOMINACIÓN	Nº	CANTIDAD	COSTE UNIDAD (€)	COSTE TOTAL (€)
Cuerpo cilindro presión	1	1	10	10
Tuerca M5	2	1	0,277	0,277
Goma retención booster	3	1	0,48	0,48
Plato	4	1	4	4
Arandela de caucho	5	1	0,065	0,065
Muelle recuperación booster	6	1	4	4
Empujador	7	1	4	4
Casquillo muelle booster	8	1	5	5
Retén	9	2	0,21	0,42
Cuerpo de unión	10	1	6	6
Junta tórica Ø41,3	11	2	0,04	0,08
Casquillo de paso	12	1	4	4
Casquillo empujador	13	1	4	4
Retén	14	1	0,21	0,21
Casquillo muelle	15	1	5	5
Muelle recuperación cilindro hidráulico	16	1	4	4
Purgador	17	1	0,78	0,78
Esfera purgador	18	1	0,052	0,052
Cuerpo del cilindro hidráulico	19	1	7	7
Tapón izq.	20	1	3	3
Arandela cierre izq.	21	1	0,065	0,065
Junta tórica Ø8	22	1	0,02	0,02
Pistón de mando	23	1	5	5
Muelle recuperación pistón de mando	24	1	4	4
Retén pistón de mando	25	1	0,21	0,21
Arandela de seguridad	26	1	0,082	0,082
Cuerpo de válvula de mando	27	1	10	10
Junta tórica Ø12	28	2	0,02	0,04
Arandela cierre dch.	29	1	0,065	0,065
Tapón dch.	30	1	3	3
Tornillo M6x22	31	2	0,027	0,054
Pasador Ø6	32	2	0,015	0,03
Tornillo M6x30	33	2	0,027	0,054
Montaje			15,5	15,5
TOTAL				100,484

**4.- TABLA DE COSTES DE FABRICACIÓN EN SERIE**

DENOMINACIÓN	Nº	CANT.	COSTE UNIDAD (€)	COSTE TOTAL (€)	INVERSIÓN (€)
Cuerpo cilindro presión	1	1	4,4	4,4	3250
Tuerca M5	2	1	0,277	0,277	
Goma retención booster	3	1	0,21	0,21	
Plato	4	1	1,76	1,76	
Arandela de caucho	5	1	0,028	0,028	
Muelle recuperación booster	6	1	4	4	
Empujador	7	1	1,76	1,76	
Casquillo muelle booster	8	1	2,33	2,33	
Retén	9	2	0,095	0,19	
Cuerpo de unión	10	1	2,74	2,74	
Junta tórica Ø41,3	11	2	0,04	0,08	
Casquillo de paso	12	1	1,76	1,76	
Casquillo empujador	13	1	1,76	1,76	
Retén	14	1	0,095	0,095	
Casquillo muelle	15	1	2,75	2,75	
Muelle recuperación cilindro hidráulico	16	1	4	4	
Purgador	17	1	0,78	0,78	
Esfera purgador	18	1	0,052	0,052	
Cuerpo del cilindro hidráulico	19	1	3,28	3,28	2000
Tapón izq.	20	1	1,32	1,32	
Arandela cierre izq.	21	1	0,029	0,029	
Junta tórica Ø8	22	1	0,02	0,02	
Pistón de mando	23	1	2,75	2,75	
Muelle recuperación pistón de mando	24	1	4	4	
Retén pistón de mando	25	1	0,095	0,095	
Arandela de seguridad	26	1	0,082	0,082	
Cuerpo de válvula de mando	27	1	4,4	4,4	3250
Junta tórica Ø12	28	2	0,02	0,04	
Arandela cierre dch.	29	1	0,029	0,029	
Tapón dch.	30	1	1,32	1,32	
Tornillo M6x22	31	2	0,027	0,054	
Pasador Ø6	32	2	0,015	0,03	
Tornillo M6x30	33	2	0,027	0,054	
Montaje			4,87	4,87	
Útiles fabricación					11500
Útiles montaje					23400
TOTAL				51,345	43400



PAMPLONA, SEPTIEMBRE 2010

Firmado:

JOAQUÍN SAGARRA PÉREZ DE OBANOS



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

DOCUMENTO 6: ANEXO DE LA MEMORIA

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010

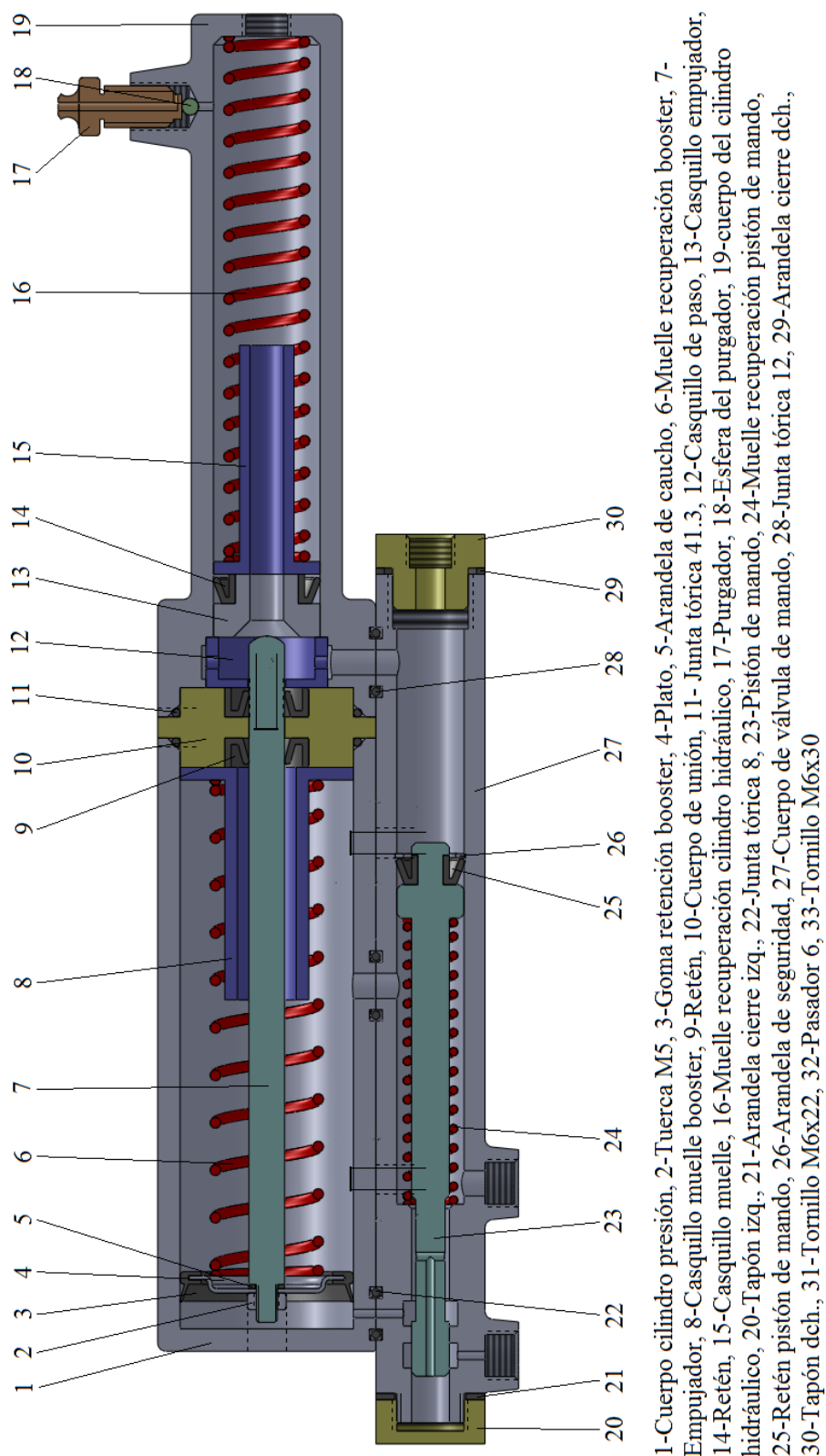


INDICE:

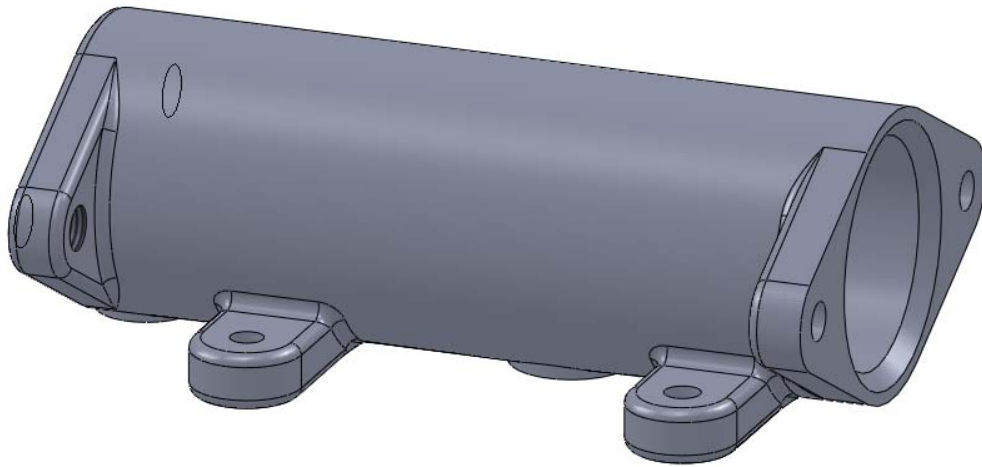
1.- DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES	pág: 2
2.- PROCESO DE MONTAJE	pág: 13
2.1.- MONTAJE DEL CONJUNTO 1	pág: 13
2.2.- MONTAJE DEL CONJUNTO 2	pág: 14
2.3.- MONTAJE DEL CONJUNTO 3	pág: 14
2.4.- MONTAJE DEL CONJUNTO 4	pág: 15
2.5.- MONTAJE DEL CONJUNTO 5	pág: 16
2.6.- MONTAJE DEL CONJUNTO 6	pág: 17

1.- DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES

El sistema de frenado con el que estamos trabajando a lo largo del proyecto, está formado por los componentes que se muestran en la siguiente figura:



01.- Cuerpo de cilindro presión:



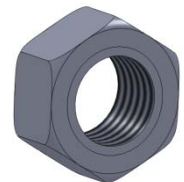
Es el encargado de alojar la cámara de presión de ayuda. En su interior hay una serie de canalizaciones por las que circula el fluido y que constituyen los diferentes circuitos de entrada y de salida.

Cada vez que sucede el fenómeno de frenado, las piezas se deslizan en su interior pudiendo desgastarlo. Por otra parte se encuentra a la intemperie expuesto a gran cantidad de agentes adversos, por lo que el material de fabricación ha de poseer cualidades de resistencia a la corrosión. Por todo ello conviene utilizar un material de tipo fundición gris GG20 o GG25.

02.- Tuerca M5x1:

Se usa para unir el empujador con el plato. En este caso hemos escogido la tuerca DIN 934 M5x1 ISO 4032

Será de acero con poco carbón acero 35, acero inoxidable.



03.- Goma de retención booster:

Es una junta solidaria al plato que sirve para sellar los diferentes circuitos, evitando que el líquido de frenos escape a través del espacio libre que queda entre la cámara de presión y la cámara de desahogo del booster.

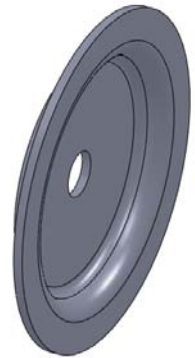
Se fabricará con material del tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja GT25 con un tratamiento de dureza Sh.A 80 ± 5 .



04.- Plato:

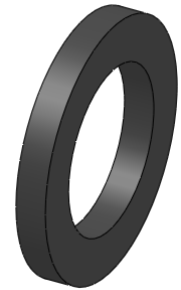
Este elemento recibe el esfuerzo de la presión de ayuda y se lo transmite al empujador. Por lo tanto se encuentra sometido a esfuerzos mecánicos de compresión.

Para su mecanizado se recurre a utilizar aceros finos para usos especiales, sobre todo los del grupo F-210 según I.H.A. llamados aceros de fácil mecanizado. No se le aplicará ningún tratamiento especial.

**05.- Arandela de caucho:**

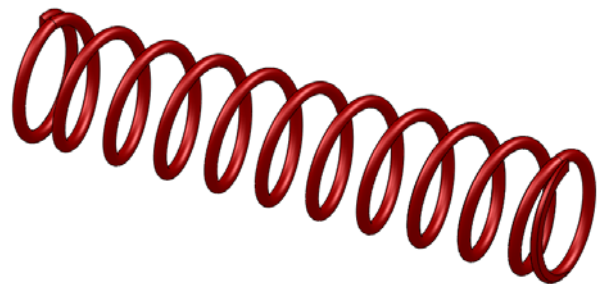
Ubicada entre el plato y el empujador, evitando que el líquido de frenos escape a través de la rosca de este último, realiza el cierre entre la cámara de presión y la cámara de desahogo del booster.

El material de fabricación utilizado va a ser tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja característica GT25 sometido a tratamiento de dureza Sh.A 70±5.

**06.- Muelle recuperación booster:**

Este muelle retornará a los componentes del booster a su posición original cuando cese el esfuerzo sobre el pedal.

Sometido constantemente a esfuerzos de compresión, ha de poseer altas propiedades de elasticidad, y su límite de fatiga deberá ser elevado. Se utilizan aceros para muelles de gran elasticidad del grupo F-142 según I.H.A. Se le realizará tratamientos de aceitado y granallado para aumentar sus propiedades elásticas de compresión.



El requerimiento de cargas a de ser:

- 0,5 kg ± 0.5 kg para 5 mm.
- 20,96 kg para 65,7 mm.
- 10⁶ ciclos entre 5 y 65,7 mm.

07.- Empujador:

Sumergido en el líquido de frenos, se encuentra sometido a esfuerzos mecánicos de compresión. Este elemento, cuando se desplaza, bloquea la comunicación entre el cilindro maestro y los frenos.

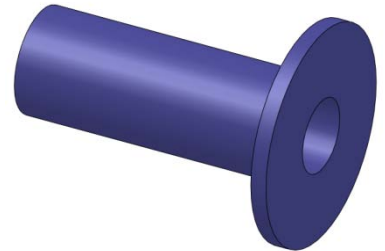
Para su fabricación se utilizan materiales como el acero F1140.

**08.- Casquillo muelle booster:**

Es un elemento fijo alojado en el cuerpo del booster, limita el recorrido de este y guía al muelle de recuperación cuando es comprimido.

Debido a que no se encuentra sometido a fricción ni otro tipo de esfuerzo mecánico, se fabrica en aluminio bonificado.

Se la dará un tratamiento de dureza HB 90 min.

**09.- Reten:**

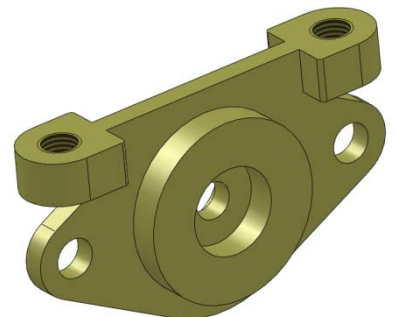
Ubicado a los dos lados del cuerpo de unión, impide la comunicación a través del empujador, entre la cámara de desahogo y el cilindro hidráulico. El sellado se consigue por medio de la presión sobre sus caras en “V”

El material de fabricación utilizado va a ser tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja característica GT25 sometido a tratamiento de dureza Sh.A 70 ± 5 .

**10.- Cuerpo de unión:**

Es el encargado de unir el cuerpo cilindro presión y el cuerpo cilindro hidráulico, ofrece parte de la sujeción al chasis. Aloja los retenes y las juntas tóricas que aíslan las cámaras entre sí y con el exterior.

Se encuentra a la intemperie expuesto a gran cantidad de agentes adversos, por lo que el material de fabricación ha de poseer cualidades de resistencia a la corrosión. Por todo ello conviene utilizar un material de tipo fundición gris GG20 o GG25.



11.- Junta tórica Ø 41,3:

Está alojada a ambos lados del cuerpo de unión y su misión es la de impedir que el fluido circule hacia el exterior desde la cámara de desahogo y el cilindro hidráulico.

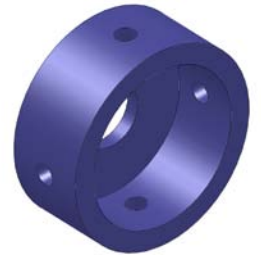
Se fabricará con material del tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja GT25 con un tratamiento de dureza Sh.A 70 ± 5 .

**12.- Casquillo de paso:**

Es un elemento fijo alojado en el cuerpo del cilindro hidráulico. Permite el paso del líquido de freno del CM directamente a los frenos.

Debido a que no se encuentra excesivamente sometido a fricción ni otro tipo de esfuerzo mecánico, se fabrica en aluminio bonificado.

Se le dará un tratamiento de dureza HB 90 min.

**13.- Casquillo empujador:**

Se desplaza a lo largo del cilindro hidráulico, por efecto del empujador, su superficie se encuentra en contacto con otras con las que roza pudiendo producirse desgaste por fricción.

Para su fabricación se utilizaran materiales como el acero F1140 con tratamientos de cromado rectificado para la mejora de la resistencia al desgaste, al rayado y a la penetración.

**14.- Reten:**

Ubicado en el casquillo empujador impide el paso de fluido de freno entre este y el cuerpo del cilindro hidráulico por el espacio libre que queda. El sellado se consigue por medio de la presión sobre sus caras en "V".

El material de fabricación utilizado va a ser tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja característica GT25 sometido a tratamiento de dureza Sh.A 70 ± 5 .



15.- Casquillo muelle:

Se desliza por el interior del cilindro hidráulico recogiendo su muelle de recuperación y limitando el recorrido de este. Al desplazarse puede producirse desgaste por fricción con las paredes del cuerpo.

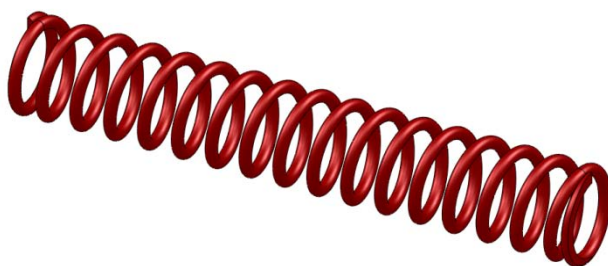


Es por esto que se fabricará en acero F1140 con tratamientos de cromado rectificado para la mejora de la resistencia al desgaste, al rayado y a la penetración.

16.- muelle recuperación cilindro hidráulico:

Este muelle retornará a los componentes del cilindro hidráulico a su posición original cuando cese el esfuerzo sobre el pedal.

Sometido constantemente a esfuerzos de compresión, ha de poseer altas propiedades de elasticidad, y su límite de fatiga deberá ser elevado. Se utilizan aceros para muelles de gran elasticidad del grupo F-142 según I.H.A. Se le realizará tratamientos de aceitado y granallado para aumentar sus propiedades elásticas de compresión.



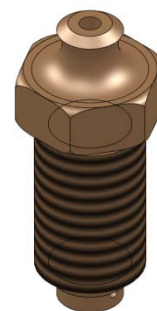
El requerimiento de cargas a de ser:

- 0,5 kg \pm 0.5 kg para 5 mm.
- 17,35 kg para 73,5 mm.
- 10⁶ ciclos entre 5 y 73,5 mm.

17.- Purgador:

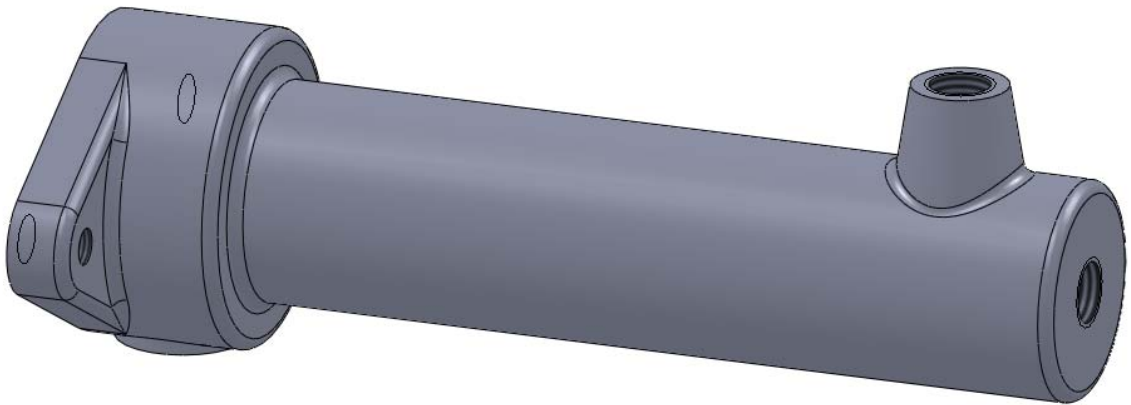
Este elemento situado en el exterior, permite la eliminación de impurezas y burbujas de aire, al igual que un llenado de líquido de frenos completo del circuito.

Se encuentra a la intemperie expuesto a gran cantidad de agentes adversos, por lo que el material de fabricación ha de poseer cualidades de resistencia a la corrosión. Por todo ello conviene utilizar un material de tipo fundición gris GG20 o GG25.



18.- Esfera del purgador:

Cierra la salida al exterior del purgador, siendo su utilización puramente anecdótica, en el llenado inicial de su fabricación y cuando cambiemos el líquido de freno. Se fabricará en acero F1140.

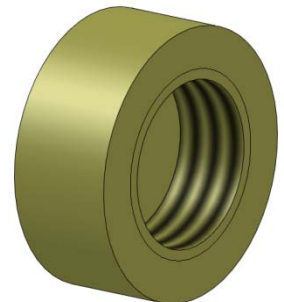
**19.- Cuerpo del cilindro hidráulico:**

Es el encargado de alojar la cámara de presión de frenado. En su interior hay una serie de canalizaciones por las que circula el fluido y que constituyen los diferentes circuitos de entrada y de salida.

Cada vez que sucede el fenómeno de frenado, las piezas se deslizan en su interior pudiendo desgastarlo. Por otra parte se encuentra a la intemperie expuesto a gran cantidad de agentes adversos, por lo que el material de fabricación ha de poseer cualidades de resistencia a la corrosión. Por todo ello conviene utilizar un material de tipo fundición gris GG20 o GG25.

20.- Tapón izquierdo:

Cierra el cuerpo de válvula de mando por este extremo, no tiene ninguna otra función específica este elemento. Se encuentra expuesto a la intemperie por lo que utilizaremos un material resistente a la corrosión como fundición gris GG20 o GG25.



21.- Arandela cierre izquierdo:

Ubicada entre el tapón izquierdo y el cuerpo de válvula de regulación, evitando que el líquido de frenos escape a través de la rosca de este último, realiza el cierre entre la cámara y el exterior.

El material de fabricación utilizado va a ser tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja característica GT25 sometido a tratamiento de dureza Sh.A 70 ± 5 .



22.- Junta tórica Ø 8:

Está alojada entre el cuerpo del cilindro presión y el cuerpo de válvula de mando, su misión es la de impedir que el fluido circule hacia el exterior desde la cámara de presión o la presión de ayuda.

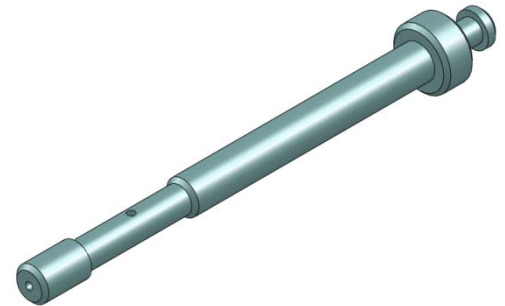
Se fabricará con material del tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja GT25 con un tratamiento de dureza Sh.A 70 ± 5 .



23.- Pistón de mando:

Realiza la función de regular la entrada de la presión de ayuda. Se encuentra alojado dentro del cuerpo de válvula de mando y contra el fricciona al desplazarse.

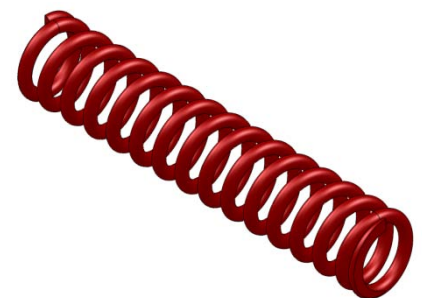
Se realiza en acero de fácil mecanizado, por ejemplo los del grupo F-211 según I.H.A. o aceros de fácil mecanizado al azufre.



24.- Muelle recuperación pistón de mando:

Este muelle retornará a los componentes de la válvula de mando a su posición original cuando cese el esfuerzo sobre el pedal.

Sometido constantemente a esfuerzos de compresión, ha de poseer altas propiedades de elasticidad, y su límite de fatiga deberá ser elevado. Se utilizan aceros para muelles de gran elasticidad del grupo F-142 según I.H.A. Se le realizará tratamientos de aceitado y granallado para aumentar sus propiedades elásticas de compresión.



El requerimiento de cargas a de ser:

- 0,5 kg \pm 0.5 kg para 5 mm.
- 5 kg para 15 mm.
- 10^6 ciclos entre 5 y 15 mm.

25.- Retén pistón de mando:

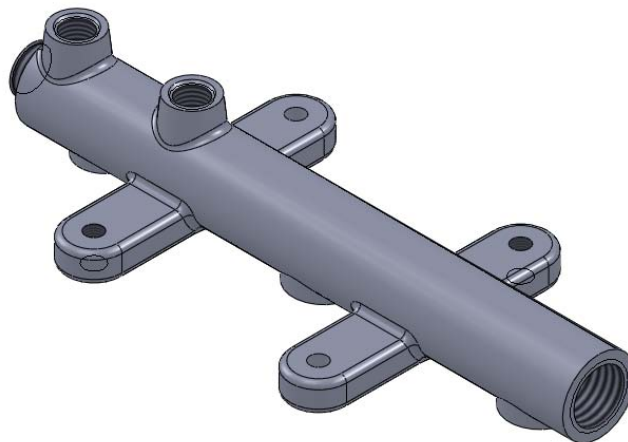
Ubicado este entre el pistón de mando y el cuerpo de válvula de mando, impide la comunicación a través del pistón, entre la cámara del cilindro maestro y la cámara de desahogo. El sellado se consigue por medio de la presión sobre sus caras en “V”

El material de fabricación utilizado va a ser tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja característica GT25 sometido a tratamiento de dureza Sh.A 70 ± 5 .

**26.-Anillo de seguridad:**

Va encajado en el cuerpo de válvula de mando y tiene como misión impedir que el pistón de mando se salga de su sitio cuando recupera su posición inicial.

El material empleado será el acero para muelles sin necesidad de ningún tratamiento.

**27.- Cuerpo de válvula de mando:**

Es el encargado de alojar el sistema de regulación de entrada de la presión de ayuda. En su interior hay una serie de canalizaciones por las que circula el fluido y que constituyen los diferentes circuitos de entrada y de salida.

Cada vez que sucede el fenómeno de frenado, las piezas se deslizan en su interior pudiendo desgastarlo. Por otra parte se encuentra a la intemperie expuesto a gran cantidad de agentes adversos, por lo que el material de fabricación ha de poseer cualidades de resistencia a la corrosión. Por todo ello conviene utilizar un material de tipo fundición gris GG20 o GG25.

28.- Junta tórica Ø 12:

Son dos y están alojadas entre el cuerpo de válvula de mando y el cuerpo del cilindro presión o el cuerpo del cilindro hidráulico respectivamente, su misión es la de impedir que el fluido circule hacia el exterior desde cualquiera de estos elementos.

Se fabricará con material del tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja GT25 con un tratamiento de dureza Sh.A 70±5.

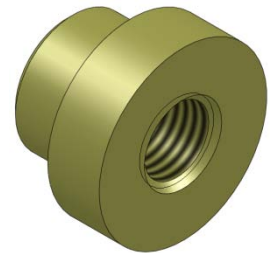
**29.- Arandela cierre derecho:**

Ubicada entre el tapón derecho y el cuerpo de válvula de regulación, evitando que el líquido de frenos escape a través de la rosca de este último, realiza el cierre entre la cámara y el exterior.

El material de fabricación utilizado va a ser tipo NBR (Caucho Acrilnitrilo Butadieno) según hoja característica GT25 sometido a tratamiento de dureza Sh.A 70±5.

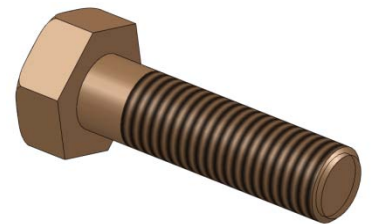
**30.- Tapón derecho:**

Cierra el cuerpo de válvula de mando por este extremo, y en él se conecta por medio de un manguito el cilindro maestro. Se encuentra expuesto a la intemperie por lo que utilizaremos un material resistente a la corrosión como fundición gris GG20 o GG25.

**31.- Tornillo M 6x22:**

Se usa para unir el cuerpo de cilindro presión con el cuerpo de válvula de mando. En este caso hemos escogido un tornillo DIN 933 M6x22 ISO 4014.

Será de acero con poco carbón acero 35, acero inoxidable.

**32.- Pasador Ø 6:**

Se usa para posicionar el cuerpo de cilindro presión con el cuerpo de válvula de mando. En este caso hemos escogido un pasador DIN 7 Ø6x20 ISO 2338.

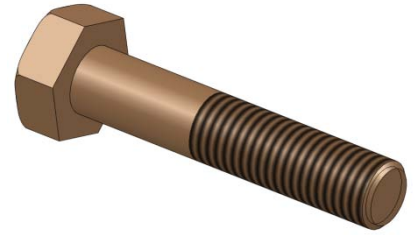
Será de acero con poco carbón acero 35, acero inoxidable.



33.- Tornillo M6x30:

Se usa para unir el cuerpo de cilindro presión con el cuerpo de cilindro hidráulico. En este caso hemos escogido un tornillo DIN 933 M6x30 ISO 4014.

Será de acero con poco carbón acero 35, acero inoxidable.

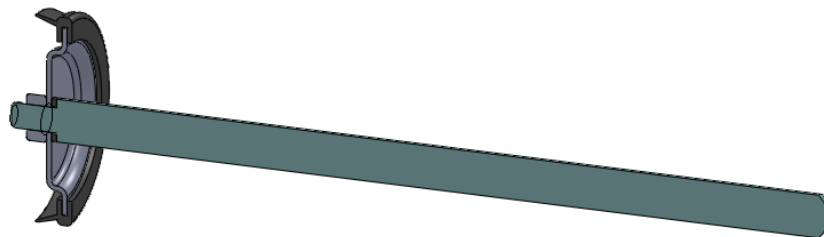


2.- PROCESO DE MONTAJE

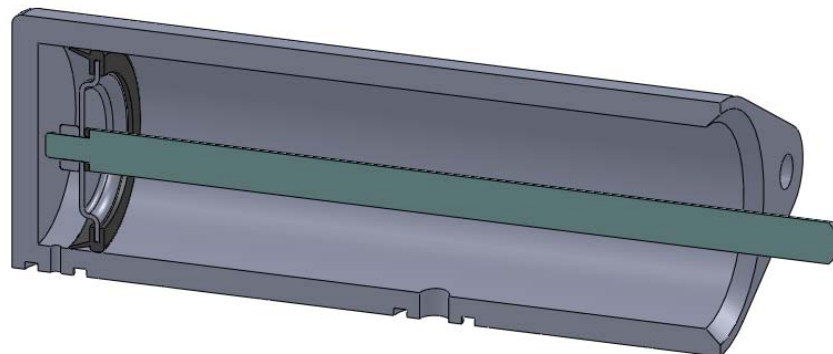
Una vez que se tienen todos los componentes por separado, se procede al ensamblado de estos. Para esta labor se contará con diverso material de taller: Banco neumático, utillaje de sujeción, herramientas de taller, etc.

2.1.- MONTAJE DEL CONJUNTO 1

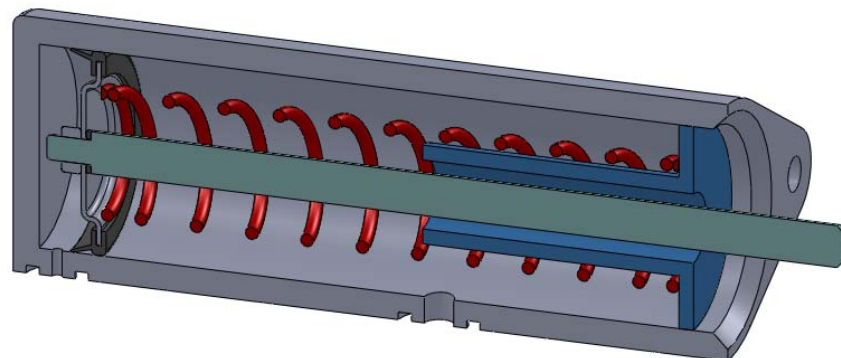
Paso 1.1: Tuerca M5(2) + Plato(4) + Goma retención booster(3) + Arandela de caucho (5) + Empujador (7).



Paso 1.2: Cuerpo cilindro presión (1) + Paso1.1.

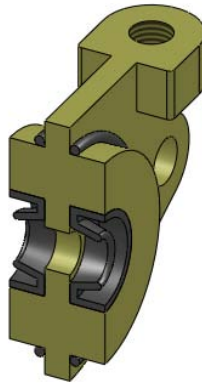


Paso 1.3: Muelle recuperación booster (6) + Casquillo muelle booster (8)+ Paso1.2.



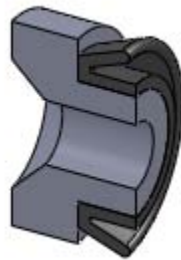
2.2.- MONTAJE DEL CONJUNTO 2

Paso 2: Cuerpo de unión (10) + Junta tórica (11) + Retén (9).

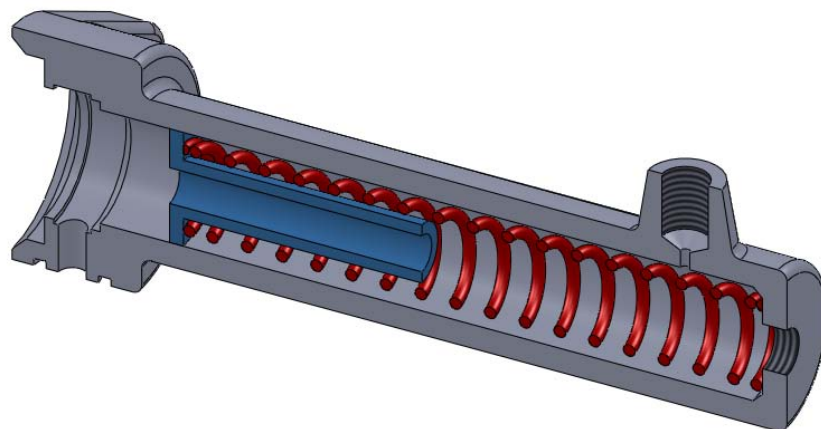


2.3.- MONTAJE DEL CONJUNTO 3

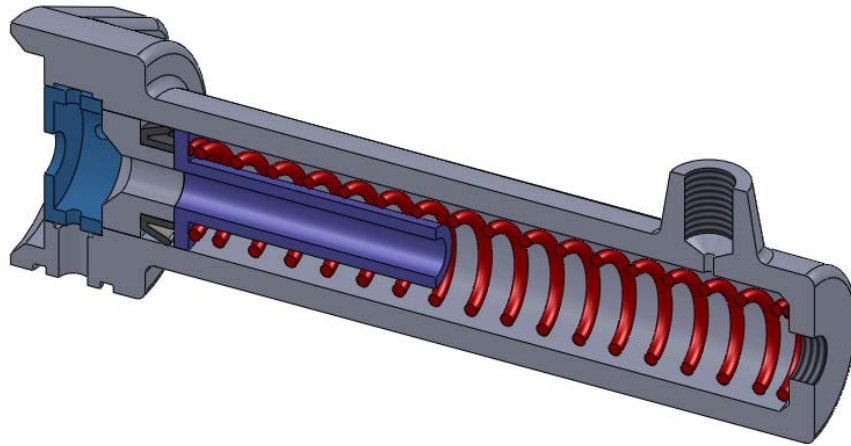
Paso 3.1: Casquillo empujador (13) + Retén(14).



Paso 3.2: Cuerpo del cilindro hidráulico (19) + Muelle recuperación cilindro hidráulico (16) + Casquillo muelle (15).

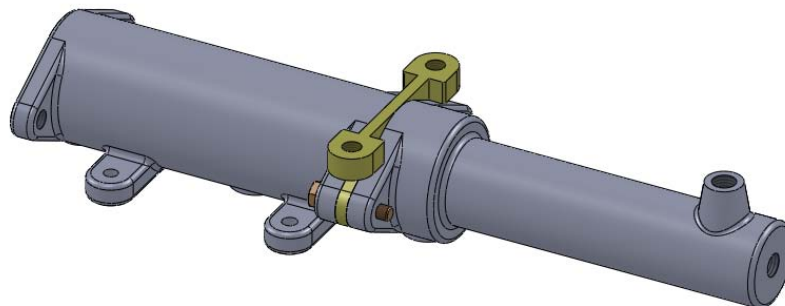
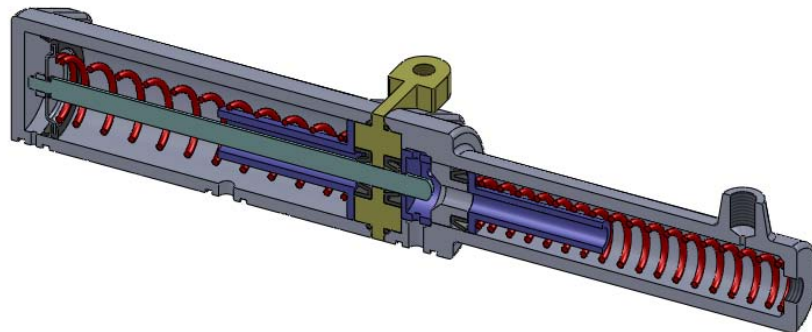


Paso 3.3: Paso 3.2 + Paso3.1 + Casquillo de paso(12).



2.4.- MONTAJE CONJUNTO 4

Paso 4: Conjunto 1 + Conjunto 2 + Conjunto 3 + Tornillo M6x30 (33).

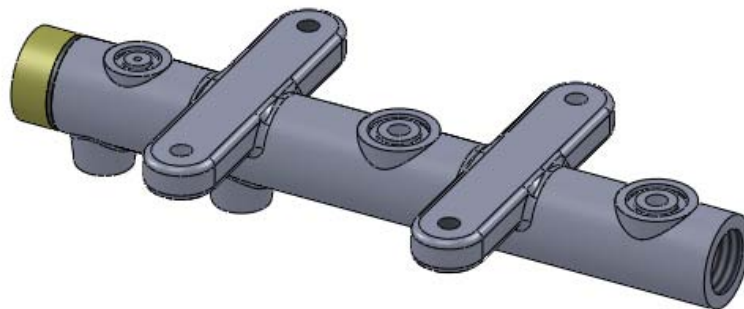


2.5.- MONTAJE CONJUNTO 5

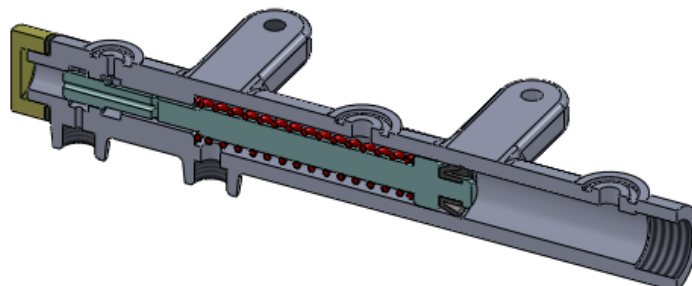
Paso 5.1: Pistón de mando (23) + Retén pitón de mando (25).



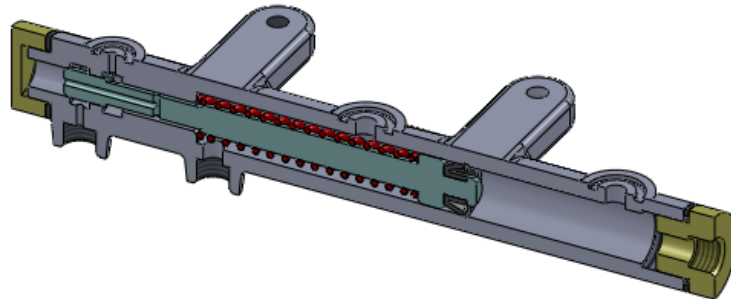
Paso 5.2: Cuerpo de válvula de mando (27) + Arandela cierre izq. (21) + Tapón izq. (20).



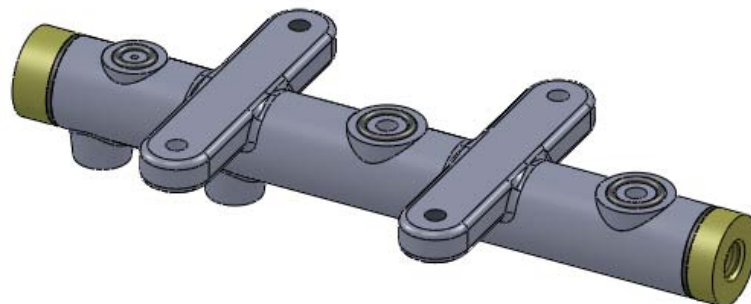
Paso 5.3: Paso 5.2 + Muelle recuperación pistón de mando (24) + Paso 5.1.



Paso 5.4: Paso 5.3 + Arandela seguridad (26)+ Arandela cierre dch. (29)+ Tapón dch. (30).

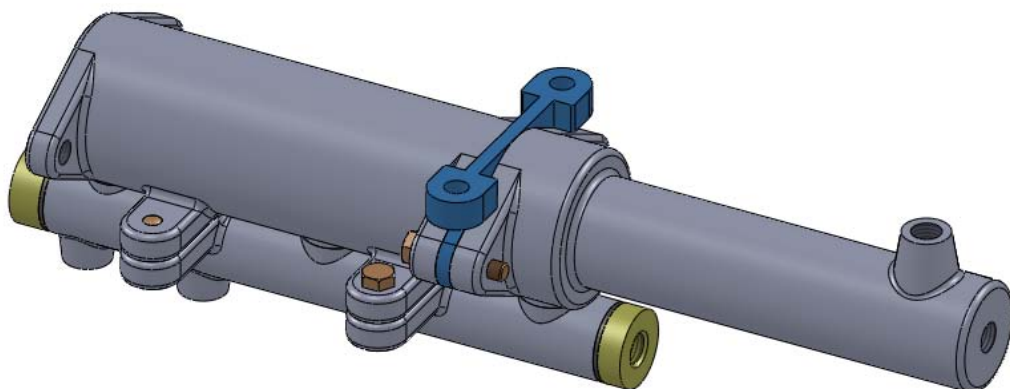


Paso 5.5: Paso 5.4 + Tórica Ø8 (22) + Tórica Ø12 (28).

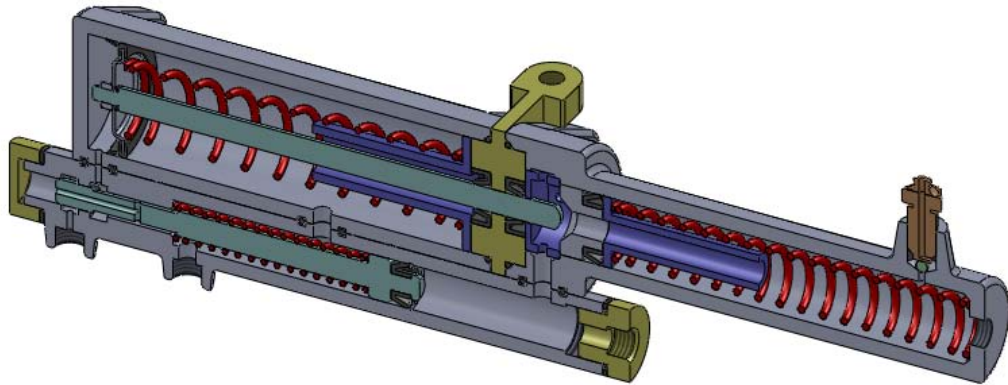


2.6.- MONTAJE CONJUNTO 6

Paso 6.1: Conjunto 4 + Conjunto 5 + Tornillo M6x22 (31)+ Pasador Ø6 (32).



Paso 6.2 Paso 6.1 + Purgador (17) + Esfera del purgador (18).





PAMPLONA, SEPTIEMBRE 2010

Firmado:

JOAQUÍN SAGARRA PÉREZ DE OBANOS



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

Título del proyecto:

DISEÑO DE SISTEMA HIDRÁULICO DE FRENO

DOCUMENTO 7: BIBLIOGRAFÍA

Joaquín Sagarra Pérez de Obanos

Paulino Martínez Landa

Pamplona, 15 de Septiembre de 2010



INDICE:

1.- LIBROSpág: 2

2.- CATÁLOGOS COMERCIALESpág: 3



1.- LIBROS

Manual CEAC del automóvil

Ediciones CEAC

Manual de automóviles

M. Arias Paz

CIE inversiones editoriales

Frenos

M. Duchene, M. Charloteaux

Marcombo boixareu editores

Técnicas del automóvil, chasis

J.M. Alonso

Paraninfo

Advance vehicle technology

Heinz Heisler

BH

Mecánica de fluidos

Frank M. White

McGraw Hill

Ciencia de materiales

José María Lasheras, Javier F. Carrasquilla

Editorial donostiarra

Resistencia de materiales

Luis Ortiz Berrocal

McGraw Hill



2.- CATÁLOGOS COMERCIALES

- Juntas tóricas-Liedering S.A.
- Arandelas de seguridad-Bülte
- Pasadores cilíndricos-Opac elementos normalizados
- Catálogo de Refrenasa
- Catálogo de productos Otia
- Catálogo Juntas Besma S.A. RETENES
- Catálogo Juntas Besma S.A. JUNTAS TÓRICAS
- Catalogue of compression springs VANEL
- Maryland metrics fastener catalog – chapter A
- Catálogo tornillería Reche S.L.



PAMPLONA, SEPTIEMBRE 2010

Firmado:

JOAQUÍN SAGARRA PÉREZ DE OBANOS